E 3279

RI

(12) I.

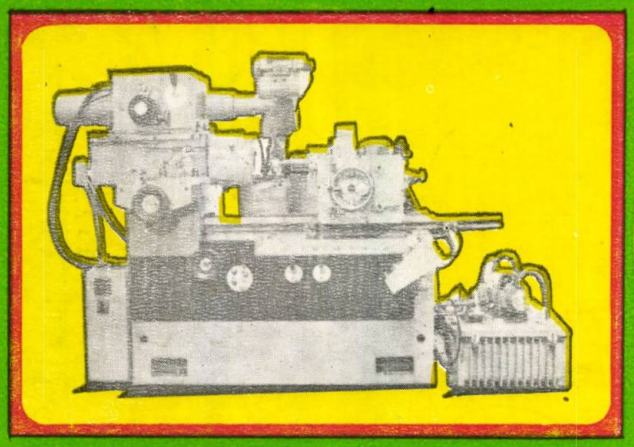
- Tehnologii moderne de control nedistructiv
- Tîrguri şi expoziţii

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

1

99

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ ANUL XXXII ■ IANUARIE ■ 1980



RIF 10/ 100 maşină de rectificat interior şi frontal, destinată rectificărilor de precizie ale alezajelor cilindrice sau conice, a suprafeţelor frontale plane şi ale pieselor de diferite configuraţii.

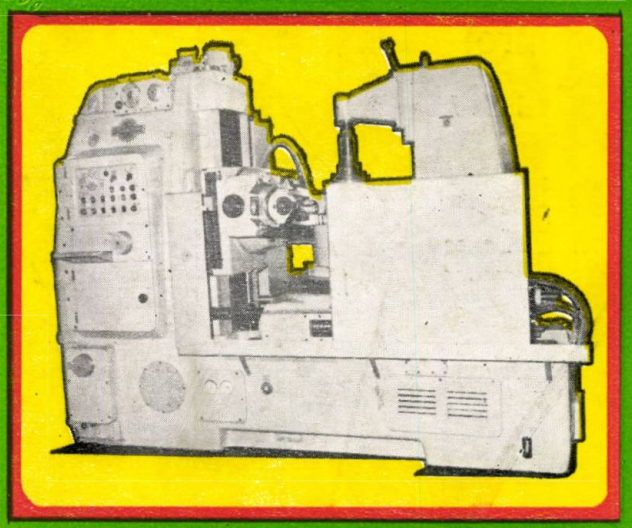
-precizie înaltă de prelucrare
-rigiditate ridicată
-nivel redus de vibraţii
-întreţinere şi manevrare simplă
-dotare sporită cu accesorii

Diametrul max.....mm....100
Diametrul min.....mm.... 10
Lungimea de rectificare....mm....120

CUGIR

INTREPRINDEREA MECANICA CUGIR

str. LENIN nr. 1-jud. ALBA
ROMANIA
telef. 51420 • telex. 036293 • cod 2566



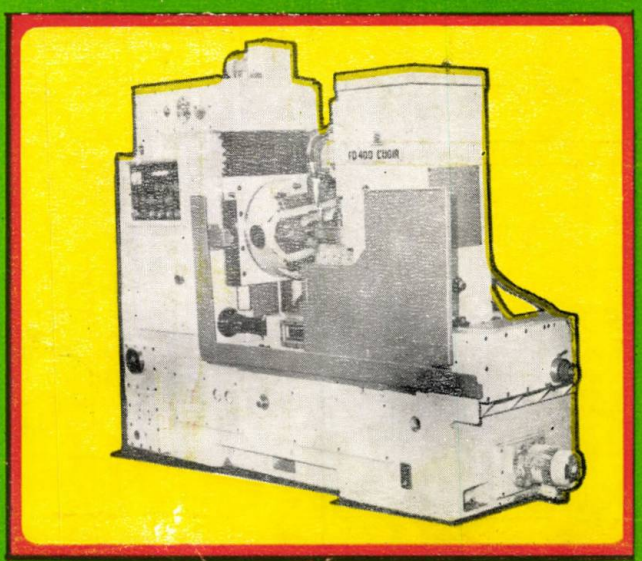
FD 800 -maşină destinată frezării prin rostogolire a roţilor dinţate cilindrice cu dantură exterioară dreaptă sau înclinată, a roţilor melcate şi cilindro-conice.

Precizia roţilor dinţate se încadrează în clasa a 7-a DIN.

Diametrul maxim.....mm....800
Modulul maxim.....mm.... 10
Nr. de dinţi minim..... 8

Familia maşinilor de frezat roţi dinţate prin rostogolire FD 250 şi FD 400 sînt destinate prelucrării roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi şi înclinaţi, a roţilor cilindro-conice, a roţilor melcate.

La comandă specială se livrează:
-dispozitivul de profilare longitudinală a dinţilor (formă de butoi).
-dispozitiv de strîngere hidraulică
-transportorul magnetic de aşchii.



„Să facem totul pentru a realiza cu deplin succes planul pe anul 1980 și pe întregul cincinal, pregătind, totodată, temeinic trecerea la cincinalul viitor, asigurînd traducerea în viață a istoricelor hotărîri ale Congresului al XII-lea al partidului, a mărețului Program de edificare a societății socialiste multilateral dezvoltate și înaintare a României spre comunism !"

(Din Mesajul de Anul Nou)

Construcţia de maşini pe coordonatele cincinalului 1981-1985

Tovarăşul Nicolae Ceauşescu şi tovarăşa Elena Ceauşescu
au primit delegaţia Consiliului Naţional pentru Ştiinţă şi Tehnologie

„În industrie, c e r c e t a r e a trebuie să asigure dezvoltarea mai rapidă a bazei proprii de materii prime şi energie, valorificarea complexă a rezervelor interne de substanţe minerale, utilizarea intensă a noilor surse de energie, asimilarea de noi produse cu caracteristici superioare, generalizarea mecanizării, automatizării şi cibernetizării producţiei, introducerea de noi tehnologii avansate în toate ramurile producţiei, care să permită reducerea mai accentuată a consumurilor materiale şi energetice, recuperarea şi refolosirea materilor prime şi materialelor".

(Din Raportul la cel de-al XII-lea Congres al P.C.R.).

Construcţia de maşini pe coordonatele cincinalului 1981-1985

„Construcţia de maşini va continua să fie ramura cu cea mai dinamică dezvoltare, crescînd într-un ritm de aproape 12 la sută anual. Industriile electronică şi electrotehnică vor cunoaşte o creştere de circa 13 la sută anual, iar producţia de maşini-unelte va spori, pe cincinal, de 2,2 ori. Producţia industriei de mecanică fină va creşte de aproape 3 ori, asigurînd, practic, întregul necesar de echipamente hidraulice şi pneumatice, precum şi elementele pentru cibernetizarea întregii producţii. Se va extinde producţia utilajelor tehnologice de mare complexitate, cu grad ridicat de automatizare. În domeniul mijloacelor de transport vor fi realizate autobasculante grele de pînă la 100 tone, vagoane şi nave specializate de mare tonaj. Se va trece la reproiectarea întregii game de motoare cu combustie internă pentru reducerea consumului de carburanţi. Un deosebit accent se va pune pe dezvoltarea industriei aeronautice şi de utilaje pentru centrale atomoelectrice. Va fi asigurată producerea bunurilor de consum de folosinţă îndelungată într-o structură sortimentală modernă, care să satisfacă tot mai pe deplin cerinţele întregii populaţii".

(Din Raportul la cel de-al XII-lea Congres al P.C.R.).

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXII, Nr. 1, ianuarie, 1980

CUPRINS

Tehnologii moderne de control nedistructiv

CIOBOTARU, F. : **Unele aspecte privind controlul nedistructiv al materialelor cu ajutorul cîmpului magnetic.** 1

NĂSTASE, M., UDRESCU, F., TOPALĂ, A. : **Calculul răspunsului canalului radiografic avînd ca semnal de intrare reperele cîtorva indicatori de calitate ai imaginii (I.C.I.).** 4

PANAITESCU, I. : **Ce sînt și ce nu sînt indicatorii de calitate ai imaginii.** 10

MÎNDRILĂ, S., NEGULESCU, V., NĂSTASE, E. : **Corelarea mărimii defectului echivalent obținut pe scale AVG și pe blocuri de calibrare.** 12

COROIANU, A. : **Radiografierea prin rulare a îmbinărilor sudate circulare.** 20

NISTOR, O., COROIANU, A. : **Probleme de securitate nucleară a instalațiilor de gamagrafie.** 24

BALLY, D., GHEORGHIU, Z., TETCU, DOINA. : **Radiografia cu neutroni folosind fascicule profilate de neutroni termici.** 29

DRIMER, D., NEGULESCU, V., VOICU, M. : **Metodă de evaluare a rugozității suprafețelor folosind corecția de transfer ultrasonic.** 33

KRONER, ADINA, IANCU, MARIA, SABĂU, C. : **Determinarea, prin metode nedistructive, a dimensiunii medii a grăuntelui metalurgic al materialelor utilizate în fabricarea unor repere de motoare termice.** 34

NEGULESCU, V., UDRESCU, F. : **Un sistem simplu de punte pentru evaluarea indicațiilor în controlul prin curenți turbionari ai acoperirilor.** 38

BORZA, D. N., RUSU, O. : **Controlul nedistructiv al anvelopelor prin holografie.** 42

TEODORESCU, G. : **Asupra defectului maxim admisibil.** 47

POPOVICI, V., SLAPCIU, G. : **Rezultate experimentale privind influența defectelor asupra calității îmbinărilor sudate în colț.** 49

RUSU, D. : **Aprecierea calității îmbinărilor sudate supuse supravegherii, R.N.R.** 53

Tîrguri și expoziții

DOBRE, AURELIA : **Al XXI-lea Tîrg Internațional pentru construcții de mașini, Brno, 12—20. IX. 1979** 55

Consiliul științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : prof. dr. ing. Dolphi Drimer

SUMARE

CZ : 658.562 : 620.1

Ciobotaru, F.: **Unele aspecte privind controlul nedistructiv al materialelor cu ajutorul cîmpului magnetic.**

Articolul constituie o trecere în revistă a procedeelor de control nedistructiv în cîmp magnetic, utilizate în cadrul laboratorului uzinal al Intreprinderii „23 August", cu numeroase observaţii de ordin practic în vederea creşterii sensibilităţii de identificare a defectelor şi a productivităţii tehnicii de control, precum şi a demagnetizării rapide a pieselor după efectuarea controlului.

Construcţia de maşini, 32 (1930), nr. 1

CZ : 658.562 : 620.1

Năstase, M., Udrescu, F., Topală, A.: **Calculul răspunsului canalului radiografic avînd ca semnal de intrare reperele cîtorva indicatori de calitate ai imaginii (I.C.I.).**

Pentru calculul funcţiei de transfer al canalului radiografic, a fost folosit un model matematic bazat pe similitudinea existentă între un canal de transmisie a informaţiei şi o instalaţie de radiografie industrială. Cu ajutorul funcţiei de transfer se calculează răspunsurile pentru diferite tipuri de semnale alese special pentru a se apropia de cazul real al fisurilor. Pe baza răspunsurilor obţinute :

— se pot analiza limitele metodei utilizate ;

— se pot stabili condiţii optime de realizare a calităţii radiografiei ;

— prin analiza I.C.I., se pot interpreta corect informaţiile obţinute folosind aceşti indicatori ;

— datele obţinute pot folosi la îmbunătăţirea unor indicatori noi.

Construcţia de maşini, 32 (1980) nr. 1, 12 fig.

CZ : 658.562

Panaitescu, I.: **Ce sînt şi ce nu sînt indicatorii de calitate ai imaginii (I.C.I.).**

Pe baza unor lucrări publicate în ultimii ani, autorul prezintă cîteva reflecţii personale şi consideraţii de sinteză privind rolul I.C.I. în atestarea capacităţii unei radiografii de a detecta defecte şi discontinuităţi (în general, detalii) în materialul controlat. Lucrarea constituie, totodată, o trecere în revistă critică a unor păreri si confuzii (care mai persistă) în ceea ce priveşte concluziile care rezultă din interpretarea sensibilităţii la indicator. Se demonstrează că prezentele tipuri de I.C.I. nu reuşesc să evalueze toate aspectele calităţii imaginii, în special neclaritatea, şi — ca atare — cifra unică a sensibilităţii la indicator nu poate, singură, să caracterizeze capacitatea unei tehnici radiografice de a detecta anumite defecte, în special cele sensibile la neclaritatea imaginii (fisurile).

Construcţia de maşini, nr. 1, 9 ref.

CZ : 658.562 : 534.321.9

Mândrilă, St., Negulescu, V., Năstase, E.: **Corelarea mărimii defectului echivalent obţinut pe scale AVG şi pe blocuri de calibrare.**

Pornind de la o relaţie cunoscută [1], autorii au dedus formule de echivalenţă între diametrul găurii cilindrice şi diametrul reflectorului tip disc circular. Tabelele incluse în lucrare conţin valori ale drumurilor sonice pentru diverse materiale şi tipuri de palpatoare. Datele obţinute sînt exemplificate pe mai multe cazuri practice.

Construcţia de maşini, nr. 1, 8 fig., 2 tab., 6 ref.

CZ : 658.562 : 621.792.3

Coroianu, A.: **Radiografierea prin rulare a îmbinărilor sudate circulare.**

În cadrul procedeului expus, sînt ilustrate geometriile de control radiografic şi elementele geometrice corespunzătoare expunerii din interior sau prin doi pereţi din exterior. Se analizează factorii care influenţează neclaritatea imaginii, în cazul simplificat şi în cazul relaţiei complete, prezentîndu-se curbele de variaţie a asincronismului pentru diferitele cazuri reale, astfel ca neclaritatea datorată rulării să fie nulă. Sînt indicate modul în care unghiul de iradiere şi distanţa focală influenţează lărgimea fantei, precum şi relaţiile de calcul al timpilor de expunere.

Construcţia de maşini, nr. 1, 7 fig., 2 tab., 6 ref.

CZ : 658.562 : 621.039 : 331.823

Nistor, O., Coroianu, A.: **Probleme de securitate nucleară ale instalaţiilor de gamagrafie.**

Principalele elemente care determină nivelul de securitate nucleară al unei instalaţii de gamagrafie pot fi grupate astfel :

— sursa de radiaţii nucleare — ca „material radioactiv sub formă specială ;

— conteinerul instalaţiei — ca un „colet de tip A" sau „colet de tip B (U)", funcţie de tipul şi activitatea sursei de radiaţii utilizate ;

— dispozitivul de comandă al instalaţiei ;

— amenajările necesare pentru depozitare, utilizare, întreţinere şi transport ;

— reglementările privind efectuarea operaţiilor menţionate anterior în condiţii corespunzătoare de securitate nucleară.

Articolul prezintă principalele probleme de securitate nucleară a instalaţiilor de gamagrafie şi implicaţiile acestora asupra evidenţei instalaţiilor nucleare şi a surselor de radiaţii aferente, a autorizării activităţilor respective şi a radioprotecţiei personalului angrenat.

Construcţia de maşini, nr 1, 1 tab., 21 ref.

CZ : 658.562 : 621.039

Bally, D., Gheorghiu, Z. Ţetcu, Doina : **Radiografia cu neutroni utilizînd fascicule profilate de neutroni termici.**

În radiografia cu neutroni sistemele de formare a fasciculului de radiaţii incident pe probă urmăresc profilarea atît spectrală cît şi geometrică.

Lucrarea de faţă extinde factorii definitorii ai sistemelor de profilare a fasciculelor analizînd : eficienţa zonării spectrale în domeniul 1 me V—100 me V, posibilitatea de variere controlată a rapoartelor spectrale amintite prin utilizarea filtrelor monocristaline de neutroni şi factorii optici ce definesc distribuţia spaţială a fasciculului util pentru aceeaşi valoare L/D. Rezultatele obţinute demonstrînd că este oportună extinderea criteriilor de apreciere a calităţii fasciculului, în ultima parte se discută posibilitatea dezvoltării conceptului actual „indicator de calitate a fasciculului (I.B.I.)" prevăzut în cadrul „indicatorului de calitate a imaginii (IQI)" elaborat de ASTM (E 545—75) în vederea includerii unei analize grupale în domeniul neutronilor termici.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 1, 5 fig., 5 ref.

CONTENTS

DC : 658.562 : 620.1

Ciobataru, F.: **Some aspects of the non-destructive testing of materials carried out by means of the magnetic field.**

The paper reviews the magnetic field non-destructive testing methods carried out at the laboratory of the „23 August" Works, providing numerous practical observations designed to improve flaws detection sensibility and testing technique productivity as well as rapid demagnetization of the parts after testing.

Construcţia de maşini, 32 (1980) no. 1

DC : 658.562 : 620.1

Năstase, M., Udrescu, F., Topală, A.: **Calculation of the radiography channel response, the input signal being some image quality indicators (I.C.I.).**

For the calculation of the radiography channel transfer function, the authors have used a mathematical model based on the similitude of an information transmission channel and an industrial radiography instalation. With the help of the transfer function one calculates the responses for different types of signals, specially selected so that they be close to the real case of cracks. Relying on the responses :

— one can analyse the limits of the method employed ;

— one can define the best conditions of radiography ;

— the analysis (c) enables to correctly interpret the information achieved using these indicators ;

— the data achieved can be used for the improvement of some new indicators.

Construcţia de maşini 32 (1980) no. 1, 12 fig.

DC : 658.562

Panaitescu, I.: **What are and what are not the image quality indicators (I.C.I.).**

Relying on several works published in the last years, the author presents some personal remarks and synthesis considerations regarding the role of the I.C.I. in assessing the capability of a radiography to detect flaws and discontinuities (mostly details) in the tested materials. The paper is, at the same time, a critical review o fsome opinions and confusions (stil persisting) regarding the conclusions drawn in interpreting the sensitivity of indicators. The author demonstrates that the present types of I.C.I. fail to assess all the aspects of image quality, particularly the picture unsharpness ; hence the unique figure of indicators sensitivity is not able to characterize — alone — the capability of a radiography technique to detect certain flaws, particularly those affected by lack of picture definition (cracks).

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 9 ref.

DC : 658.562 : 534.321.9

Mândrilă, St., Negulescu, V., Năstase, E.: **Correlation of flaw magnitudes measured on AVG scales and gauging blocks.**

Starting from a known relation (1), the authors have deduced formulae of equivalence of the cylindrical bore diameter and the standard circular disk reflector diameter. The tables included in the paper provide values of the sonic paths for different materials and types of feelers. The data achieved are used in several practical cases.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 8 fig., 2 tabl., 6 ref.

DC : 658.562 : 621.792.3

Coroianu, A.: **Revolving radiography of welded circular jointigs.**

The paper illustrates the radiographic testing geometries of the metal and the geometric elements of internal exposure and of two-wall external exposure. The author analyses the factors which cause picture unsharpness (simplified case and complete relation case), presenting the variation curves of asynchronism for different real cases, so that the unsharpness due to revolving should be nil. The paper shows how the irradiation angle and the focal distance influence the aperture width and provides the exposure time calculation relations.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 7 fig., 2 tabl., 6 ref.

DC : 658.562 : 621.039 : 331.823

Nistor, O., Coroianu, A.: **Nuclear security problems in gammagraphy installations.**

The main elements that determine the nuclear security level of a gammagraphy installation can be grouped as follows :

— the source of nuclear radiations — as a „special type of radioactive materials" ;

— the container of the installation — as an „A type package" or a „B (V)" type package, depending on the type and activity of the radiation source employed ;

— the installation control device ;

— the required storage, use, transport, maintenence and transport facilities ;

— the regulations regarding the above mentioned operations in compliance with nuclear security prescriptions.

The paper describes the main nuclear security problems arising in a gammagraphy installation, the recording of nuclear installations and related radiation sources, the authorizing of the respective activities and the protection of the personnel.

Construcţia de maşini, no. 1, 1 tabl., 21 ref.

DC : 658.562 : 621.039

Bally, D., Gheorghiu, Z., Ţetcu, Doina: **Neutron radiography using profiled beams of thermal neutrons.**

In neutron radiography the radiation beam incident on the sample should assume both a spectral and geometrical profile.

The paper describes the factors which define the methods of profiling the beams analysing : the efficiency of spectral zoning within the 1 meV — 100 me V range ; the possibility of controlled variation of the mentional spectral ratios by the use of mono-crystalline filters of neutrons ; the optical factors which define the space distribution of a workable beam for the same L/D volume. The results achieved demonstrate that the criteria used in appreciating the beam quality should be extended. The final part of the paper discusses the possibility of developing the present „beam quality indicator" (I.B.I.) concept, included in the „picture quality indicators" (I.Q.I.) framework drawn up by ASTM (E 545—75), with the view of including a group analysis in the field of thermal neutrons.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 5 fig., 5 ref.

SOMMAIRE

DC : 658.562 : 620.1

Ciobotaru, F.: **Certains aspects concernant le rôle non-destructif des matériaux â l'aide du champ magnétique.**

L'article passe en revue les procédés de contrôle non-destructif en champ magnétique, utilisés dans le cadre du laboratoire d'usine de l' Entreprise «23 August», avec de nombreuses observations d'ordre pratique en vue de l'accroissement de la sensibilité d'identification des défauts et de la productivité de la technique de contrôle ainsi que de la démagnétisation rapide des pièces après avoir effectuè le contrôle.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1.

DC : 658.562 : 620.1

Năstase, M., Udrescu, F., Topală, A.: **La calcul de la réponse du canal radiographique ayant comme signal d'entrée les répères de quelques indicateurs de qualité de l'image (I.C.I.).**

Pour le calcul de la fonction de transfert du canal radiographique on a utilisé un modèle mathématique basé sur la similitude existente entre un canal de transmission de l'information et une installation de radiographie industrielle. A l'aide de la fonction de transfert on calcules les réponses pour divers types de signaux choisis spécialement afin de les rapprocher du cas réel des fissures. En vertu des réponses obtenues :

— on peut analyser les limites de la méthode utilisée ;
— on peut établir les conditions optimales de réalisation de la qualité de la radiographie ;
— à l'aide de l'analyse (C) on peut interpréter correctement les informations obtenues en utilisant ces indicateurs ;
— les données obtenues peuvent être utilisées à l'amélioration de nouveaux indicateurs.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 12 figures.

DC : 658.562

Panaitescu, I.: **Quelle est la définition exacte des indicateurs de la qualité de l'image (I.C.I.).**

A partir des ouvrages publiés ces dernières années l'auteur présente quelques réflections personelles et des considérations de synthèse concernant le rôle des I.C.I. dans l'attestation de la capacité d'une radiographie de détecter les défauts et les discontinuités (en général, par détails) dans le matériau contrôlé. L'ouvrage constitue, à la fois, un passage en revue critique de certaines opinions et confusions (qui persistent encore) en ce qui concerne les conclusions qui résultent de l'interprétation de la sensibilité à l'indicateur. On démontre que les types actuels des I.C.I. ne reussisent pas à évaluer tous les aspects de la qualité de l'image, spécialement la confusion et — par conséquent — le chiffre unique de la sensibilité à l'indicateur ne peut pas — à lui seul — caractériser la capacité d'une technique radiographique de détecter certains défauts, spécialement ceux sensibles à la confusion de l'image (les fissures).

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 9 références.

DC : 658.562 : 534.321.9

Mândrilă, St., Negulescu, V., Năstase, E.: **Corrélation de la grandeur du défaut équivalent obtenu sur les écheles AVG et sur les blocs de calibrage.**

A partir d'une relation connue (1), les auteurs ont déduit des formules d'équivalence entre le diamètre du réflecteur type disque circulaire. Les tableaux inclus dans cet ouvrage contiennent les valeurs des voies soniques pour divers matériaux et types de palpeurs. Les données obtenues sont exemplifiées par de nombreux cas pratiques.

Construcţia maşini, 32 (1980), no. 1, 7 figures, 2 tableaux, 6 références.

DC : 658.562 : 621.792.3

Coroianu, A.: **La radiographie par roulage des assemblages circulaires obtenus par soudure.**

Dans le cadre du procédé exposé on illustre les géométries de contrôle radiographique et les éléments géométriques correspondants â l'exposition de l'intérieur ou de deux parois de l'extérieur. On analyse les facteurs qui influencent la confusion de l'image dans le cas simplifié et, dans le cas d'une relation complète, on présente les courbes de variation de l'asynchronisme pour les différents cas rééls de façon à ce que la confusion due au roulage soit nulle. On indique le mode selon lequel les angles d'irradiation et la distance focale influencent la largeur de la fente ainsi que les relations de calcul des temps d'exposition.

Construcţia de maşini, 32 (1980) no. 1, 7 figures, 2 tableau, 6 références.

DC : 658.562 : 621.039 : 331.823

Nistor, O., Coroianu, A.: **Problèmes de sécurité nucléaire dans les installations de gammagraphie.**

Les principaux éléments qui déterminent le niveau de sécurité nucléaire d'une instalation de gammagraphie peuvent être groupés de la sorte :

— la source de radiations nucléaires comme «colis de type A» ou «colis de type B (U)», en fonction du type et de l'activité de la source de radiations utilisée ;
— le dispositif de commande de l'installation ;
— les aménagements nécessaires pour le stockage, l'utilisation, l'entretien et le transport ;
— les réglementations concernant la réalisation des opérations mentionnées antérieurement dans des conditions adéquates de sécurité nucléaire.

L'article présente les principaux problèmes de sécurité nucléaire des installations de gammagraphie et leurs implications sur l'évidence des installations nucléaires et des sources de radiation afférentes, l'autorisation des activités respectives et la radioprotection du personnel engréné.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 1 tableau, 21 références.

DC : 658.562 : 621.039

Bally, D., Gheorghiu, Z., Ţetcu, Doina: **La radiographie à neutrons utilisant des fascicules profilés sur les neutrons thermiques.**

Dans la radiographie à neutrons les systèmes de formation du fascicule de radiation incident sur l'épreuve surveillent tant le profilage spectral que géométrique.

L'ouvrage présent étend les facteurs définitoires des systèmes de profilage des fascicules en analysant : l'eficience du zonage spectral dans le domaine 1 me V — 100 me V, la possibilité de variation contrôlée des rapports spectraux rapellés par l'utilisation des filtres mono-cristallins de neutrons et les facteurs optiques qui définissent la distribution spatiale du fascicule utile pour la même valeur LID. Les résultats obtenus démontrent l'opportunité de l'extension des critères d'appréciation de la qualité du fascicule ; la dernière partie traite de la possibilité du développement du concept actuel «indicateur de qualité du fascicule (I.B.I.)» prévu dans le cadre de «l'indicateur de la qualité de l'image (I.Q.I.)» élaboré par l'ASTM (E 545—75) en vue de l'inclusion d'une analyse de groupe dans le domaine des neutrons thermiques.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 5 figures, 5 références.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 658.562 : 620.1

Ciobotaru F. : **Einige Aspekte der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung mit Hilfe des Magnetfeldes.**

Im Artikel werden die im Werklabor des Betriebs „23 August" verwendeten zerstörungsfreien Prüfverfahren beschrieben unter Anführung zahlreicher praktischer Bemerkungen hinsichtlich der Steigerung der Empfindlichkeit in der Fehleridentifizierung und der Prüftechnikproduktivität sowie hinsichtlich der raschen Entmagnetisierung der Werkstücke nach Durchführung der Prüfung.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 1

DK : 658.562 : 620.1

Năstase, M., Udrescu, F., Topală, A. : **Die Berechnung des Röntgenstrahlenkanalansprechens, das als Eingangssignal die Merkzeichen einiger Bildgüteanzeiger (I.C.I.)verwendet.**

Für die Berechnung der Übertragungsfunktion des Röntgenstrahlenkanals wurde ein mathematisches Modell verwendet, das auf der zwischen dem Informationsübertragskanal und einer industriellen Röntgenstrahlenanlage bestehenden Ähnlichkeit beruht. Mit Hilfe der Übertragungsfunktion wird das Ansprechen verschiedener Signaltypen berechnet, die speziell für ihre Annäherung an die realen Rißfehler ausgewählt wurden. Die erzielten Ergebnisse ermöglichen :

— die Analyse der Grenzen des verwendeten Verfahrens ;
— die Bestimmung der optimalen Bedingungen zur Erreichung der Röntgenbildqualität ;
— die korrekte Auswertung, durch die Analyse der Bildgüteanzeiger, der unter Anwendung dieser Anzeiger erzielten Informationen ;
— die Verwendung der erzielten Angaben zur Verbesserung der neuen Anzeiger.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 1, 12 Abb.

DK : 658.562

Panaitescu I. : **Was die Bildgüteanzeiger sein und nicht sein vermögen.**

Der Autor macht aufgrund einiger in den letzten Jahren veröffentlichten Arbeiten, einige persönliche Betrachtungen und Erwägungen mit Sythesecharkter bekannt, hinsichtlich der von den Bildgüteanzeigern in der Bestätigung der Fähigkeit einer Röntgenaufnahme die Fehlstellen (im allgemeinen, Einzelheiten) im unterschten Material aufzufinden, erfülten Rolle. Der Beitrag stellt gleichzeitig auch eine kritische Beurteilung (weiterhin bestehenden) Meinungen und Unklarheiten dar, hinsichtlich der aus der Interpretation der Empfindlichkeit am Anzeigen Hervorgehender Schlußfolgerungen. Der Autor beweist, daß die vorhandenen Bildgüteanzeigertypen nicht alle Aspekte, die mit der Bildqualität verbunden sind, und vor allem die Unschärfe bewerten können und, daß dementsprechend die einzige Zahl der Empfindlichkeit am Anzeiger nicht die Fähigkeit eines auf Röntgenaufnahmen beruhenden Verfahrens bestimmte Fehler und im erster Reihe diejenige, die durch Bildunschärfe (die Rißfehler) beeinträchtigt werden, zu kennzeichnen vermag.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 1, 9 referenzen.

DK : 658.562 : 534.321.9

Mândrilă St., Negulescu, V., Năstase, E. : **Die Korrelierung der auf AVG-Meßskalen und auf Eichblöcken erzielten Größe des gleichwertigen Fehlers.**

Die Autoren haben ausgehend von einer bekannten Beziehung [1] die Gleichwertigkeitsformel zwischen dem Durchmesser des zylindrischen Lochs und dem Durchmesser des Reflektors von Typ kreisförmiger Scheibe, ermittelt. Die im Artikel eingeschlossenen Tabellen enthalten die Werte der Wege des Schallemissionen für verschiedene Werkstoffe und Prüfkopftypen. Die erzielten Ergebnisse werden an Hand mehreren praktischen Prüfprobleme veranschaulicht.

Construcţia de maşini 32 (1980), nr. 1, 8 Abb., 2 tabellen, 6 referenzen.

DK : 658.562 : 621.792.3

Coroianu, A. : **Die rotierende Röntgenprüfung der kreisförmigen Schweißnähte.**

Für das beschriebene Verfahren werden die Geometrien der Röntgenprüfung sowie die geometrischen Elemente, die der Innenbestrahlung oder der Bestrahlung durch zwei sich außerhalb befindenden Wände entsprechen, erläutert. Es werden die Faktoren, die die Bildunschärfe im vereinfachten Fall als auch im Fall der vollständigen Beziehung beeinflussen, analysiert und die während der verschiedenen reel durchgeführten Prüfaufgaben aufgezeichnenten Registrierungen der Schwankungen des Asynchronismus veröffentlicht, wobei die durch die Rotation verursachte Unschärfe gleich Null ist. Angegeben wird die Art und Weise in der der Bestrahlungswinkel und die Brennweite die Breite der Blende beeinflussen sowie die Beziehungen für die Berechnung der Belichtungszeit.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 1, 7 Abb., 2 tabellen, 6 referenzen.

DK : 658.562 : 621.039 : 331.823

Nistor, O., Coroianu, A. : **Probleme des nuklearen Schutzes bei den Gammagraphieanlagen.**

Die wichtigsten Elemente die das Niveau des nuklearen Schutzes einer Gammgraphieanlage bestimmen, können wie folgt zusammengefaßt werden :

— die Kernstrahlungsquelle ale „radioaktives Material spezieller Form" ;
— der Container der Anlage — als ein „Kollo Typ A" oder „Kollo Typ B(U)", je nach Typ und Betriebsart der verwendeten Strahlungsquelle ;
— die Steuervorrichtung der Anlage ;
— die erforderliche Lagerungs—, Betriebs—, Wartungs— und Transporteinrichtungen ;
— die Vorschriften hinsichtlich der Durchführung der obenerwähnten Operationen unter den für den nuklearen Schutz erforderlichen Bedingungen.

Im Artikel werden die wichtigsten Probleme des nuklearen Schutzes der Gammagraphieanlagen und ihre Auswirkungen hinsichtlich der Bestandaufnahme der Nuklearanlagen und der einschlägigen Strahlungsquellen, hinsichtlich der Genehmigung der entsprechenden Tätigkeiten und des Strahlenschutzes des Personals.

Construcţia de maşini 32 (1980), nr. 1, 1 tabelle, 2 referenzen.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 658.562 : 620.1

Чоботару, Ф. : **Ряд аспектов о неразрушительном контроле материалов при помощи магнитного поля.**

Статья является обзором процессов неразрушительного контроля в магнитном поле, применяемых в заводской лаборатории предприятия им. «23 Августа». Работа отмечает вопросы практического порядка в целях роста чувствительности к нахождению дефектов, и производительности контрольной техники, а также быстрой обезмагнитности деталей после выполнения контроля.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 1

ДК : 658.562 : 620.1

Нэстасе, М., Удреску, Ф., Топалэ, А. : **Расчет ответа радиографического канала, обладающего в качестве входного сигнала реперами ряда показателей качества изображения (I.C.I.).**

Для расчета переводной функции радмографического канала использовали математическую модель, основанную на сходстве между переводным каналом информации и установкой промышленной радиографии. При помощи переводной функции расчитываются ответы на различные типы сигналов, специально выбранных, чтобы приблизиться к реальным случаям затрещивания. На основе полученных ответов :

— анализируются пределы применяемого метода ;

— определяются оптимальные условия осуществления качества радиографии ;

— через анализ (С) четко интерпретируются информации, полученные при помощи этих показателей ;

— можно использовать полученные данные для улучшения ряда новых показателей.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 12 рис.

ДК : 658.562

Панаитеску, И. : **Что являются и что не являются качественными показателями изображения (I.C.I.).**

На основе ряда работ, опубликованных в носпедние годы., автор представляет ряд личных синтетических мнений о роли I.C.I. в определении способности радиографии найти дефекты и прерывистости (детальность) в контролируемом материале. Работа является в то же время критическим обзором ряда мнений и смешений (еще существующих) об итогах интерпретации чувствительности к показателю. Демонстрируется, что существующие типы I.C.I. не успевают найти все аспекты качества изображения, главным образом, неясность, т.е. единая цифра чувствительности к показателю, не может, одна, охарактеризовать способность одной радиографической техники найти ряд дефектов, главным образом, чувствительных к неясности изображения (трещины).

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 9 лит.

ДК : 658.562 : 534.321.9

Мындрилэ, С., Негулеску, В., Нэстасе, Е. : **Соотношение величины эквивалентного дефекта, полученного по шкалам AVG и блокам калибрирования.**

Исходя из известного отношения [1], авторы вытекали формулы эквивалентности между диаметром цилиндрического отверстия и диаметром рефлектора круглодискового типа. В таблицах работы находятся стоимости сонических путей для различных материалов и типов ощупывателей. Полученные данные сопровождаются примерами многих практических случаев.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 8 рис., 2 таб., 6 лит.

ДК : 658.562 : 621.792.3

Корояну, А. : **Подвижная радиография сварных круглых соединений.**

Представленный метод иллюстрирует геометрию радиографического контроля и геометрические элементы для открытия извнутри или снаружи через 2 стены. Анализируются факторы, влияющие на неясность изображения в упрощенном случае и в случае полного соотношения, и представлены кривые вариации асинхронизма для различных реальных случаев, так, чтобы неясность обусловленная подвижением была нулевой. Указаны те случаи, когда угол излучения и фокалчное расстояние влияют на расширение узкого входа, а также расчетные соотношения времени открытия.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 7 рис., 2 таб., 6 лит.

ДК : 658.562 : 621.039 : 331.823

Нистор, О., Корояну, А. : **Вопросы ядерной защиты установок гаммаграфии.**

Гравные элементы, определяющие степень ядерной защиты установки гаммаграфии можно сгруппировать следующим образом :

— источник ядерного излучения — как „радиоактивный материал в специальной форме" :

— контейнер установки — как „колет типа А" или „колет типа В (U)" в зависимости от типа и деятельности использованного источника излучения ;

— устройство управления установкой ;

— устройства для складирования, использования, ухода и транспортировки ;

— регламентации по выполнению вышеупомянутых операций в условиях ядерной защиты.

Статья представляет главные проблемы ядерной защиты установок гаммаграфии и их влияние наотчетность ядерных установок и источников излучений на радиозащиту обслуживающего персонала.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 1 таб. 21 лит.

ДК : 658.562 : 621.039

Балли, Д., Георгиу, З., Цетку, Д. : **Нейтроновая радиография, использующая фасцикулы термических нейтронов.**

В радиографии с нейтронами системы формирования фасцикули излучений на пробу определяют как спектральное, так и геометрическое профилирование.

Эта работа расширяет определяющие факторы систем профилирования фасцикул, анализируя : эффективность спектрального зонирования в области 1 m eV — 100 m eV, возмодность контролируемой вариации вышеупомянутых спектральных отношений использованием монокристаллических фильтров нейтронов, а также оптические факторы, определяющие пространственное распределение полезнеой фасцикули для того же значения L/D. Благодаря тому, что полученные результаты демонстрируют полезность расширения критериев оценки качества фасцикули, в последней части работы разрабатывается возможность развития актуального понятия „качественного указателя фасцикули (I.B.I.)", предустмотренного в рамках „качественного указателя изображения (I.Q.I.)", составленного ASTM (E 545-75) в целях включения группового анализа в области термических нейтронов.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 5 рис., 5 лит.

CZ : 658.562

Drimer, D., Negulescu, V., Voicu, M.: **Metodă de evaluare a rugozităţii suprafeţelor folosind corecţia de transfer ultrasonic.**

Autorii încearcă o corelare între corecţia de transfer ultrasonic (T_k) şi rugozitatea pieselor de oţel carbon. S-a trasat curba $R_a = f(T_k)$ folosind un număr de 6 epruvete din oţel carbon cu diferite grade de rugozitate, palpatori ultrasonici MWB 45 N4 precum şi un aparat USL—32 fabricat de firma Krautkrämer.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 1, 2 fig., 2 tab.

CZ : 658.562 : 621.4

Kroner, Adina, Iancu, Maria, Săbău, C.: **Determinarea, prin metode nedistructive, a dimensiunii medii a grăuntelui metalurgic al materialelor utilizate în fabricaţia unor repere de motoare termice.**

Prin măsurarea coeficientului de atenuare ultrasonoră, pot fi diferenţiate structuri prezentînd diferite măsuri de grăunte. Din intepretarea rezultatelor experimentale, apare necesitatea aplicării unor corecţii legate de modificările structurale rezultate în urma tratamentelor termice, în plus faţă de corecţiile necesare pentru eliminarea erorilor sistematice datorate difracţei : Metoda expusă se poate aplica, în cadrul controlului uzinal, asupra pieselor conforme cu restricţiile impuse de ea (grosime mică, feţe planparalele), cu o sensibilitate acoperitoare pentru toleranţa cerută de mărimea convenţională a dimensiunii medii de grăunte, conform STAS.

Construcţia de maşini, nr. 1, 3 fig. 2 tab., 8 ref.

CZ : 658.562 : 621.793

Negulescu, V., Udrescu, F.: **Un sistem simplu de punte pentru evaluarea indicaţiilor în controlul prin curenţi turbionari al acoperirilor.**

Modelul de punte prezentat în lucrare permite o evaluare simplă, accesibilă direct unui instrument de curent continuu, a variaţiei impedanţei traductorului folosit la măsurarea grosimii straturilor de acoperire. Metoda se bazează pe efectul produs de curenţii turbionari asupra traductorului, iar frecvenţa de lucru trebuie să fie aleasă astfel, încît efectul curenţilor turbionari în stratul de acoperire (cînd este conductor de electricitate) să fie neglijabil. Aparatul realizat foloseşte două tipuri de traductoare, ale căror date au fost incluse în tabel.

Construcţia de maşini, nr. 1, 8 fig., 1 tab.

CZ : 658.562

Borza, D. N., Rusu, O.: **Controlul nedistructiv al anevelopelor prin holografie.**

Tehnica descrisă în articol utilizează un laser de mică putere în regim continuu, eliminînd necesitatea materialelor radioactive. În acest caz, importanţa defectelor (detectată holografic), fiind bazată pe măsurarea deformaţiilor produse prin solicitare mecanică a anvelopei, este mai direct legată de calitatea prdusului, decît în cazul folosirii altor tehnici de control nedistractiv. De asemenea imaginile holografice prezentate demonstrează că, la o aceeaşi anvelopă, se poate detecta un număr mai mare de defecte, prin control holografic, decît prin alte tehnici. Articolul propune şi utilizarea unui nou mod de solicitare, elaborat de autori, prin care se simplifică operaţiile de înregistrare holografică, şi de prelucrare a datelor şi se obţin rezultate în directă legătură cu un anumit tip de defecte.

Construcţia de maşini, nr. 1, 19 fig., 6 ref.

CZ : 658.562 : 620.1

Teodorescu, G.: **Asupra defectului maxim admisibil.**

Valoarea critică a factorului de intensitate a tensiunii de rupere se numeşte tenacitate de rupere. Această mărime, notată cu K_c, caracterizează modul de comportare la solicitări mecanice ale unui material care prezintă discontinuităţi de natura fisurilor şi ar trebui să figureze în orice buletin de încercări mecanice ale materialului respectiv. Articolul propune utilizarea sa, în fazele de proiectare, control şi reparaţii, pentru calculul valorii defectului maxim admisibil şi a coeficientului de siguranţă al unei structuri în prezenţa fisurilor.

Construcţia de maşini nr. 1, 1 tab., 4 ref.

CZ : 658.562 : 621.792.3

Popovici, V., Slapciu, G.: **Rezultatele exerimentale privind influenţa defectelor asupra calităţii îmbinărilor sudate în colţ.**

Articolul stabileşte cîteva relaţii matematice, pe baza cărora pot fi determinate rapid valorile limită ale solicitărilor, considerate şi valori de referinţă măsurabile prin radiografiere sau examinare ultrasonică. Dintre cele trei tipuri de solicitări experimentale, solicitarea la oboseală este cea mai severă. Pentru stabilirea criteriilor de apreciere a calităţii unei structuri sudate, trebuie bine cunoscută starea de solicitare din timpul exploatării. Tabelul inclus în lucrare conţine valori ale limitei maxime de acceptabilitate, pentru fiecare tip de solicitare şi fiecare grad de siguranţă al structurilor sudate.

Construcţia de maşini, nr. 1, 6 fig., 1 tab., 12 ref.

CZ : 658.562 : 621.792.3

Rusu, D.: **Aprecierea calităţii îmbinărilor sudate supravegherii Registrului Naval Român (R.N.R.)**

Activitatea de control al calităţii îmbinărilor sudate, desfăşurată de R.N.R., se bazează pe prevederile şi cerinţele cuprinse în Regulile pentru Clasificarea şi Construcţia Navelor Maritime, ed. III-a (1978), inclusiv suplimentele 1 şi 2 apărute pînă în prezent. Pentru cusăturile sudate cap la cap şi îmbinările sudate la tubulaturi, controlate radiografic (raze X, sau gamma), aprecierea calităţii se face conform sistemului cu trei note de calitate. Pentru controlul calităţii îmbinărilor sudate executate la elementele corpului, la dispozitive, maşini, căldări şi recipiente sub presiune, se pot utiliza şi radiografiile — etalon, elaborate de Institutul Internaţional de Sudură. În cazul controlului ultrasonic sau magnetic, aprecierea calităţii îmbinărilor sudate se face conform STAS 9552—74, STAS 10836—77, respectiv STAS 8539—78 toate recunoscute de R.N.R.

Construcţia de maşini, nr. 1, 1 fig., 1 tab.

DC : 658.562

Drimer, D., Negulescu, V., Voicu, M.: **Method of assessing the rugosity of surfaces using the ultrasonic transfer correction.**

The authors attempt to set up a correlation between the ultrasonic transfer correction (T_k) and the roughness of carbon steel parts. They have traced the $R_a = f(T_k)$ curve, using six carbon steel specimens of different degrees of rugosity, MWB 45 N 4 ultrasonic feelers and the USL—32 apparatus turned out by Krautkrämer.

Construcţia de masini ,32 (1980), no. 1, 2 fig., 2 tabl.

DC : 658.562 : 621.4

Kroner, Adina, Iancu, Maria, Sabău, C.: **Determination, by non-destructive methods, of the average metallurgical grain of the materials used in manufacturing certain thermal motor components.**

By the measurement of the ultrasonic attenuation coefficient it is possible to differentiate structures showing different grain sizes. The interpretation of the experimental results has demonstrated the necessity to apply certain corrections related to the structural alterations caused by thermal treatments, besides the corrections required for the elimination of the systematic errors due to deffraction. The method described by the authors can be applied, when quality control is carried out at the works, taking account of certain limits (small thickness, parallel faces). The method sensitivity covers the conventional average size grain tolerance, in compliance with STAS.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 3 fig., 2 tabl., 8 ref.

DC : 658.562 : 621.793

Negulescu, V., Udrescu, F.: **A simple system of bridge for the assessment of indications in vertical current testing of coatings.**

The bridge model described by the paper enables to carry out a simple evaluation, directly achieved by a direct current instrument, of the impedance variation occurring in the transducer used in measuring the thickness of coating layers. The method is based on the efect of the vertical currents on the transducer ; the working frequency should be adequately selected so that the impact of the vertical currents on the coating layer (when it is a conductor of electricity) should be negligeable. The apparatus built by the authors uses two types of transducers whose data are included in a table.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 8 fig., 1 table.

DC : 658.562

Borza, D. N., Rusu, O.: **Non-destructive testing of tyres by holography.**

The technique described by the authors is based on the use of a low power, continuous running laser. No radioactive materials are necessary. The importance of the flaws detected by the holographic method and based on the measurement of the distortions brought about by the mechanical stressing of the tyre, is more directly related to the quality of the product than in other methods of non-destructive testing. The holographic images presented by the authors demonstrate that a larger number of flaws can be detected in a tyre by holographic inspection than by other techniques. The paper sets forth also another system of stressing — worked out by the authors — which simplifies the holographic recording operations and the data processing, the results being more closely related to a certain type of flaws.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 19 fig., 6 ref.

DC : 658.562 : 620.1

Teodorescu, G.: **About maximum admissible flaws.**

The critical value of the rupture stress intensity factor is called breaking tenacity. This magnitude (Kc) characterizes the behaviour of a material which discontinuities, such as cracks, when subjected to mechanical stress. Kc should be included in all the mechanical testing descriptions of the respective material. The paper suggests the use of this factor throughout the designing, testing and repair stages, when the maximum admissible flaw and the safety coefficient of a structure which shows cracks, are to be calculated.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 1 tabl. 4 ref.

DC : 658.562 : 621.792.3

Popovici, V., Slapciu, G.: **Experimental results regarding the influence of flaws on the quality of jump-welded jointings.**

The paper sets up several mathematical relations which can be used for rapid determination of the limit values of stresses and the reference values that can be measured by radiography or ultrasonic inspection. Out of the three types of experimental stressing the fatigue stressing is the more critical. In setting up the assessment criteria of a welded structure quality, it is necessary to be well informed about the magnitude of the stress to which the structure will be subjected. The table included in the paper provides the maximum admissible stress values for each type of stress and safety of welded structures.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 6 fig., 1 tabl., 12 ref.

DC : 658.562 : 621.792.3

Rusu, O.: **Assessment of the quality of welded structures supervised by the Romanian Register of Shipping (R.N.R.).**

The supervision of the welded structures quality carried out by the R.N.R. is based on the prescriptions and requirements included in the Survey of Ships for Class Assignment and Construction of Seagoing Ships, 3 — d edition (1978) and supplements 1 and 2, issued so far. The quality assessment of butt welding structures and welded tube jointings.

— radiographically inspected (X — rays or gammagraphy) — is based on three quality marks. The quality assessment of welded jointings of the hull components, devices, machinery, boilers and pressure containers, is based on the standard radiography methods worked out by the International Welding Institute. When ultrasonic or magnetic inspection is carried out the quality assessment must comply with STAS 9552—74, STAS 10836—77 and STAS 8539—78, respectively — standards admitted by R.N.R.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 1 fig., 1 tabl.

CD : 658.562

Drimer, D., Negulescu, V., Voicu, M.: **Méthode d'évaluation de la rugosité des surfaces utilisant la correction du transfert ultrasonique.**

Les auteurs essaient d'établir une corrélation entre la correction du tansfert ultrasonique (T_k) et la rugosité des pièces en acier au carbone.

On a tracé la courbe $R_a = f(T_k)$ en utilisant un nombre de 6 éprouvettes en acier au carbone à divers degrés de rugosité des palpeurs ultrasoniques MWB 45 N4 ainsi qu'un appareil USL-32 fabriqué par la firme Krautkrämer.

onstrucţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 2 figures, 2 tableaux.

CD : 658.562 : 621.4

Kroner, Adina, Iancu, Maria, Sabău, C.: **La détermination, à l'aide des méthodes non-destructives, des dimensions moyennes du grain métallurgique des matériaux utilisés dans la fabrication des repères de moteurs thermiques.**

Par la mesure du coeficient d'atténuation ultrasonore on peut différencier des structures à grains de diverses dimensions. Par l'interprétation des divers résultats expérimentaux il est nécessaire d'appliquer des corrections liées à des modifications de stucture résultant des traitements thermiques, en dehors des corrections nécessaires pour l'élimination des erreurs systhématiques dues â la diffraction. Dans le cadre du contrôle en usine, la méthode exposée peut être appliquée aux pièces selon les restrictions imposées par celle-ci (faible épaisseur, faces plans-parallèles), avec une sensibilité de recouvrement pour la tolérence exigée par la grandeur conventionnelle de la dimension moyenne du grain, conformément au standard roumain (STAS).

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 3 figures, 2 tableaux, 8 références.

DC : 658.562 : 621.793

Negulescu, V., Udrescu, F.: **Un système simple de pont pour l'évaluation des indications dans le contrôle des recouvrementes par courents tourbillonnaires.**

Le modèle de pont présenté dans cet ouvrage permet une évaluation simple, accesibile directement à un instrument de courant continu, de la variation de l'impédance du traducteur utilisé à la mesure de l'épaisseur des couches de recouvrement. Cette permet méthode est basée sur l'effet produit par les courants tourbillonnaires sur le traducteur et la fréquence de travail doit être choisie de manière à ce que l'effet des courants tourbillonnaires sur la couche de recouvrement (lorsqu'elle est conductrice de l'électricité) soit négligeable. L'appareil réalisé utilise deux types de traducteurs dont les données ont été incluses sur le tableau.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 8 figures, 1 tableau.

DC : 658.562

Borza, D.N., Rusu, O.: **Le contrôle non-destructif des pneus par holographie.**

La technique décrite dans cet article utilise un laser de faible puissance en régime continu, en éliminant la nécesité des matériaux radioactifs. Dans ce cas-là, l'importance des défauts (détectés par holographie), étant basée sur la mesure des déformations produites par la sollicitation mécanique du pneu, est plus directement liée à la qualité du produit que dans la cas de l'utilisations d'autres techniques de contrôle non-destructif. En outre, les images holographiques présentées démontrent le fait, que pour un même pneu on peut détecter, par contrôle holographique, un nombre accru de défauts par rapport à d'autres techniques appliquées. L'article propose également l'utilisation d'un nouveau mode de sollicitation, élaboré par les auteurs, à l'aide duquel on simplifie les opérations d'enregistrement holographique et de traitement des données et l'on obtient des résultats ayant une liaison directe avec un certain type pe défauts.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 19 figures, 6 références.

DC : 658.562 : 620.1

Teodorescu, G.: **A propos du défaut maximum admissible.**

La valeur critique du facteur d'intensité de la tension de rupture s'appelle la ténacité de rupture. Cette grandeur, notée par K_c, caractérise le mode de comportement aux sollicitations mécaniques d'un matériau qui présente des discontinuités de la nature des fissures et qui devrait figurer dans tout bulletin d'essais mécaniques du matériau respectif. L'article propose son utilisation, dans les phases de projets, de contrôle et de réparations, au calcul de la valeur du défaut maximum admissible et du coefficient de sécurité d'une structure en présence des fissures.

Construcţia de maşini, (1980), nr. 1, 1 Tabelle, 4 Referenzen.

DC : 658.562 : 621.792.3

Popovici, V., Slapciu, G.: **Résultats expérimentaux concernant l'influence des défauts sur la qualité des assemblages soudés en angle.**

L'article établit quelques relations mathématiques, en vertu desquelles on peut déterminer rapidement les valeurs limite des sollicitations, considérées comme valeurs de référence mesurables par radiographie ou examen ultra-sonique. Parmi les trois types de sollicitations expérimentées, la sollicitation à l'usure est la plus sévère. Afin d'établir les critères d'appréciation de la qualité d'une structure soudée, il faut bien connaître l'état de sollicitation au cours de l'exploitation. Le tableau inclus dans cet ouvrage contient des valeurs de la limite maximale acceptable, pour chaque type de sollicitation et pour chaque degré de sécurité des structures soudées.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 1, 6 figures, 1 tableau, 12 références.

DC : 658.562 : 621.792.3

Rusu, D.: **L'appréciation de la qualité des assemblages sudés soumis à la surveillance du Registre Naval Roumain (R.N.R.).**

L'activité de contrôle de la qualité des assemblages soudés, déployée par le R.N.A., repose sur le prévisions et les exigences comprises dans les Règles pour la Classification et la Construction des Bateaux Maritimes, III édition (1978), y compris les suppléments 1 et 2 parus jusqu'à présent. Pour les rivures et les assemblages soudés des tubulures, contrôlés par la méthode radiographique (aux rayons X ou gamma), l'appréciation de la qualité se déroule en conformité avec le système des trois notes de qualité. Pour le contrôle de la qualité des assemblages soudés des tubulures, contrôlés par la méthode radiographique (aux rayons X ou gamma), l'appréciation de la qualité (se déroule en conformité avec le système des trois notes de qualité. Pour le contrôle de la qualité des assemblages soudés exécutés aux éléments du corps, aux dispositifs, machines, chaudieres et récipients sous pression, on peut également utiliser des radiographies-étalon élaborées par l'Institut International de Soudure. Dans le cas du contrôle ultrasonique ou magnétique, l'appréciation de la qualité des assemblages soudés est faite en conformité avec les standards STAS 9552—74, STAS 10836—77, et, respectivement, STAS 8539—78, tous reconnus par le R.N.R.

oCnstrucţia de maşini 32 (1980), no. 1, 1 figures, 1 tableau.

DK : 658.562 : 621.039

Bally, D., Gheorghiu, Z., Ţetcu, Doina: **Das mit Neutronen unter Anwendung profilierter Bündel thermischer Neutronen erzielte Röentgenbild.**

In dem mit Neutronen erzielten Röentgenbild verfolgen die zur Bildung des auf den Prüfstück auffallenden Strahlenbündels verwendeten Systeme sowohl die spektrale als auch die geometrische Profilierung.

Der veröffentliche Beitrag erweitert die für die Profilierungssysteme der Bündel bestimmenden Faktoren und analysiert die Effizienz der Einteilung in Spektralzonen innerhalb des Bereichs zwischen 1 me V und 100 me V, die Möglichkeit kontroliert die erwähnten spektralen Verhältnisse unter Anwendung der Einzelkristallneutronenfilter und der optischen Faktoren, die die Raumteilung des Nutzbündels für den gleichen Wert L/D bestimmen, schwanken zu lassen. Die erzielten Ergebnisse demonstrieren, daß eine Erweiterung der Kriterien zur Bewertung der Bündelqualität zweckmäßig ist ; im letzten Teil wird die Möglichkeit den durch ASTM (E 545—75) festgelegte gegenwärtige Begriff des „im Bildgüteanzeiger (IQI) vorgesehen Bündelqualitätsanzeiger (IBI)" weiter zu entwickeln um eine Analyse der Gruppenanordnung im Bereich der thermischen Neutronen einzuschließen, erörtert.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 1, 5 Abb., 5 referenzen.

DK : 658.562

Drimer, D., Negulescu, V., Voicu, M.: **Verfahren zur Bewertung der Oberflächenrauhigkeit durch die Ausgleichung der Ultraschallübertragung.**

Die Autoren haben eine Ausgleichung der Ultraschallübertragung (T_k) mit der Oberflächenrauhigkeit der aus Kohlenstoffstahl ausgeführten Werkteile zu korrelieren versucht.

Das Diagramm $R_a = f(T_k)$ wurde unter Anwendung von 6 Prüfstücken aus Kohlenstoffstahl mit unterschiedlichen Rauhigkeitsgrad, Ultraschallfühlern MWB45N4 und einem von der Firme Krautkrämer hergestellten Gerät USL—32 registriert.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 1, 2 Abb., 2 Tabellen.

DK : 658.562 : 621.4

Kroner, Adina, Iancu, Maria, Săbău, C.: **Die Ermittlung mit Hilfe der zerstörungsfreien Verfahren der durchschnittlichen Abmesseungen der Grateinschlüsse in den Werkstoffen, die zur Herstellung einiger Bauteile für Verbrennungsmotoren Anwendung finden.**

Durch die Bestimmung des Ultraschalldämpfungskoeffizienten können körnerförmige Strukturen verschiedener Größe unterschieden werden. Aus der Auswertung der Prüfergebnisse ergibt sich die Notwendigkeit gewisse Ausgleichungen der infolge der Wärmebehandlung entstandenen Strukturänderungen vorzunehmen, außer den für die Ausschaltung der durch die Lichtbeugung hervorgerufenen systematischen Fehler erforderlichen Korrekturen.

Das beschriebene Verfahren kann bei de Werksprüfungen an Werkteilen durchgeführt werden, die den von diesem Verfahren erforderten Bedingungen entsprechen (geringe Dicke, parallelebene Oberflächen) und eine Ansprechfähigkeit, die sich mit der von der konventionellen Größe der durchschnittlichen Abmessungen der Grateinschlüsse gemäß den STAS — Vorschriften abdeckt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 1, 3 Abb., 2 Tabellen, 8 Referenzen.

DK : 658.562 : 621.793

Negulescu, V., Udrescu, F.: **Ein einfaches Brückensystem zur Bewertung der Prüfangaben in der Wirbelstromprüfung der Deckschichten.**

Das im Artikel beschriebene Brückenmodell ermöglicht eine einfache Bewertung der Impedanzschwankung des zur Messung der Deckschichtdicke verwendeten Meßverstärkers, die von einem Gleichstromgerät unvermittelt angegeben werden kann. Das Verfahren beruht auf dem von Wirbelstrom hervorgerufenen Effekt, wobei die Arbeitsfrequenz derart gewählt werden muß, daß der in der Deckschicht erzeugte Wirbelstromeffekt (im Fall, daß diese elektrische Leitfähigkeit aufweist) übersehbar ist. Das Gerät verwendet zwei Typen von Meßverstärkern, deren Kennwerte in der Tabelle enthalten sind.

Construcţia dt maşini, 32 (1980), Nr. 1, 8 Abb., 1 Tabelle.

DK : 658.562

Borza, D. N., Rusu, O.: **Zerstörungsfreie Reifenprüfung mit Hilfe der Holographie.**

Das im Artikel beschriebene Verfahren verwendet einen kontinuierlichen Laser keiner Leistung, wodurch der Einsatz radioaktiver Stoffe ausgeschaltet wird. In diesem Fall, da die Größe der (holographisch ermittelten) Fehlstellen aufgrund der Messung der durch mechanische Beanspruchung des Reifens verursachten Verformungen festgestellt wird, ermöglicht diese Größe eine direktere Bewertung der Qualität des Erzeugnisses als bei der Anwendung anderer Verfahren der zerstörungsfreien Werkstoffprüfung. Die im Artikel eingeschlossenen Hologramme zeigen desgleichen, daß mit Hilfe der Hologramm-Prüfung bei einem und demselben Reifen eine größere Anzahl von Fehlern ermittelt werden können als unter Anwendung anderer Verfahren. Im Beitrag wird auch eine von den Autoren selbst ausgearbeitete Beanspruchungsmethode vorgeschlagen, wodurch die Aufnahme eines Hologramms sowie die Datenverarbeitung vereinfacht und Ergebnisse, die mit einem bestimmten Typ von Fehlern verbunden sind, erzielt werden.

Construcţia dl maşini, 32 (1980), Nr. 1, 19 Abb., 6 Referenzen.

DK : 658.562 : 620.1

Teodorescu, G.: **Hinsichtlich des maximal zulässigen Fehlers.**

Der kritische Wert des Intensitätsfaktors der Zereißspannung heißt Reiß zähigkeit. Diese Grö e, durch K_c bezeichnet, kennzeichnet das Verhalten eines schadhaften Werkstoffes, der Sprungstelen aufweist bei mechanischer Beanspruchung und sollte in jeden Kontrollschein der für das betreffende Material durchgeführten mechanischen Prüfungen eingetragen werden. Im Artikel wird die Verwendung dieser Größe während der Entwurfsphase, der Ausführung der Werkprüfungen und der Reparaturen zur Berechnung der maximal zulässigen Fehlstelle und des Sicherheitsfaktors einer mit Sprungstellen behafteten Struktur empfohlen.

Construcţia de maşini, (1980), Nr. 1, 1 Tabelle, 4 Referenzen.

DK : 658.562 : 621.792.3

Popovici, V., Slapciu, G.: **Die Untersuchungsergebnisse hinsichtlich der von den Fehlstellen auf den Eckenschweißungen ausgeübten Auswirkungen.**

Im Artikel werden einige mathematische Beziehungen festgestellt, aufgrund deren die Grenzwerte der Beanspruchungen rasch ermittelt werden können, Grenzwerte, die auch als mittels Röntgenaufnahmen oder Ultraschall-Prüfungen meßbare Bezugswerte betrachtet werden. Von den drei untersuchten Beanspruchungstypen ist die durch die Ermüdung des Materials hervorgerufene Beanspruchung die gefährlichste. Um die Kriterien zur Qualitätsbeurteilung der geschweißten Strukturen festlegen zu können, muß der während des Betriebs auftretende Beanspruchungsgrad gut bekannt sein. Die im Artikel eingeschlossenen Tabelle enthält die maximal zulässigen Grenzwerte für jeden Beanspruchungstyp und für jede Sicherheitsklasse der geschweißten Strukturen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 1, 6 Abb., 1 Tabelle, 12 Referenzen.

DK : 658.562 : 621.792.3

Rusu, D.: **Qualitätsbeurteilung der unter Beaufsichtigung des Rumänischen Schffsregisters (R.N.R.) ausgeführten Schweißnähte.**

Der vom Rumänischen Schiffsregister (R.N.R.) durchgeführten Qualitätsbeurteilung liegen die Erfordernisse der Regeln zur Klassifikation und zum Bau der Hochsseschiffe, 3. Auflage (1978) einschließlich der bis z.Z. erschienenen 1. und 2. Beilagen zugrunde. Die Qualitätsbeurteilung bei Kopfschweißnähte der Dränage, die mit Hilfe von Röentgenaufnahmen (X — oder Gamma-Strahlen) geprüft werden, erfolgt gemäß dem System mit drei Gütebewertungen. Für die Qualitätsbeurteilung der beim Schiffskörper, bei den Vorrichtungen, Maschinen, Kesseln und Druckbehältern ausgeführten Schweißnähte können auch die vom Internationalen Institut für Schweißtechnik ausgearbeiten Eichröntgenaufnahmen verwendet werden. Im Falle der Ultraschall — oder der magnetischen Werkstoffprüfung wird die Qualität der Schweißverbindungen gemäß den Vorschriften STAS 9552—74, STAS 10836—77 bzw. STAS 8539—78 beurteilt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 1, 1 Abb., 1 Tabelle.

ДК : 658.562

Дример, Д., Негулеску, В., Войку, М.: **Метод оценки шероховатости поверхностей, используя коррекцию ультразвукового перевода.**

Авторы испытают соотношение между коррекцией ультразвукового перевода (Тк) и шероховатостью деталей из углеродистой стали.

Тассировали кривую $R_a = f\ (T_k)$, используя 6 сосудов из углеродистой стали с различной степенью шероховатости, ультразвуковые ощупыватели MWB 45 N 4, а также прибор USL — 32 марки фирмы Крауткремер.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 2 рис., 2 таб.

ДК : 658.562 : 621.4

Кронер, А., Янку, М., Сэбэу, К.: **Определение неразрушительными методами среднего размера металлургического зернышка материалов, используемых в производстве ряда переров термических двигателей.**

Посредством измерения коэфициен.а ультразвукового затушения можно апределить структуры различных размеров зернышка. Из интерпретации опытных результатов вытекает необходимость применения ряда коррекций, связанных с структурными изменениями, как результат термической обработки, выше против коррекций для устранения систематических ошибок, обусловленных дифракцией. Указанный метод можно применять в рамках заводского контроля деталей, согласно нормам (.ебольшая толщина, планпараллельные поверхности), с чувствительностью к допущению, требуемому конвенциональной величиной среднего размера зернышка, согласно СТАС-у.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 3 рис., 2 таб., 8 лит.

ДК : 658.562 : 621.793

Негулеску, В., Удреску, Ф.: **Простая система моста для оценки указаний в контроле покрытий турбионарными токами.**

Представленная в работе модель моста позволяет простую оценку, непосредственно для прибора постоянного тока, вариации полного сопротивления датчика, используемого для измерения толщины слоев покрытия. Метод основывается на эфекте, созданном турбионарными токами на датчик; рабочую частоту надо так выбирать, чтобы эфект турбионарных токов на слое покрытия (когда электропровод) был бы незначительным. Реализованный аппарат использует два типа датчиков, данные о которых находятся в таблице.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 8 рис., 1 таб.

ДК : 658.562

Борза, Д. Н., Русу, О.: **Неразрушительный контроль покрышек голографией.**

Описанная в статье техника использует ласер малой мощности в постоянном режиме, устраняя необходимость радиоактивных материалов. В этом случае значение дефектов голографическим методом, базирующим на измерении деформаций, обусловленных механическим износом покрышек, непосредственно связанно с качеством изделия по сравнению с использованием других техник неразрушительного контроля. Представленные голографические изображения демонстрируют, что на одной и той же покрышке можно найти больше дефектов голографическим контролем, чем при помощи других техник. Статья предлагает и использование нового способа испытания, составленного авторами, через который упрощаются операции голографической регистрации и переработки данных и получаются результаты, непосредственно связанные с определенным типом дефектов.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 19 рис., 6 лит.

ДК : 658.562 : 620.1

Теодореску, Г.: **О максимально допустимом дефекте.**

Критическое значение фактора силы напряжения на разрыв называется стойкость к разрыву. Эта величина — Кс — характеризует способ поведения к механическим испытаниям материала с неровностями (трещины) и надо фигурировать в любом бюллетене механических испытаний материала. Статья предлагает ее применение в фазах проектирования, контроля и ремонта, для расчета значения максимально допустимого дефекта и коэфициента прочности ряда структур в присутствии трещин.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 1 таб., 4 лит.

ДК : 658.562 : 621.792.3

Попович, В., Слапчиу, Т.: **Опытные результаты о влиянии дефектов на качественность** угловых **сварных соединений.**

Статья определяет ряд математических соотношений на основе которых быстро определяется предельные значения испытаний, считаемые изначения, измеряемые радиаграфией или ультразвуковым контролем. Среди трех типов опытных испытаний, износ самый важный. Для определения критериев оценки качества сварной структуры, надо хорошо знать испытание во время эксплуатации. В таблице находятся значения предельной границы для каждого типа испытания и степени прочности сварных структур.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 6 рис., 1 таб., 12 лит.

ДК : 658.562 : 621.792.3

Русу, Д.: **Оценка качества сварных соединений, подвергаемых контролю Румынского Судового Регистра (RNR).**

Контроль качества сварных соединений, выполняемых RNR, основывается на наметках и требованиях, включенных в Правилах по классификации и строительству морских судов, III-его издания (1978), вкл. приложениях 1 и 2. Для стыковых сварных швов и сварных соединений трубчатого материала, контролируемых радиографий (X или гамма) оценка качества осуществляется согласно системе с 3 оценками качества. Для контроля качества сварных соединений элементов корпуса, устройств, машин, котлов, сосудов давления, используются и радиографии-эталон, составленные Международным Институтом Сварки. В случае ультразвукового или магнитного контроля оценка качества сварных соединений осуществляется согласно СТАС-у 9552-74, СТАС-у 10836-77 и СТАС-у 8539-78, признанными RNR.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 1 рис., 1 таб.

CZ : 658.562 : 620.1

Unele aspecte privind controlul nedistructiv al materialelor cu ajutorul cîmpului magnetic

Ing. Florin **CIOBOTARU** — Intreprinderea „23 August" — Bucureşti

După cum se cunoaşte, bazele fizice ale metodei de control magnetic constau în introducerea în materialul de cercetat, a unui cîmp magnetic, a cărui repartiţie uniformă va fi deformată în cazul cînd liniile de flux magnetic întîlnesc obstacole cu permeabilitate magnetică mai mică în comparaţie cu cea a metalului.

Cînd obstacolele aflate în calea fluxului magnetic sînt suficient de mari, sau cînd acestea se află la suprafaţă sau în imediata apropiere a suprafeţei materialului cercetat, deformaţiile liniilor fluxului magnetic (devenite maxime), au ca rezultat formarea unor fluxuri locale de dispersie la suprafaţa materialului, deasupra obstacolului. Punerea în evidenţă a fluxurilor locale de dispersie reprezintă astfel modalitatea de identificare a defectelor de material.

Pentru obţinerea unei sensibilităţi ridicate de identificare a defectelor la controlul magnetic, condiţia ca direcţia liniilor fluxului magnetic să fie perpendiculară pe întinderea maximă a defectului, impune necesitatea de a magnetiza piesa supusă controlului din mai multe direcţii sau cel puţin din două direcţii dispuse la 90°.

După modul în care se pun în evidenţă fluxurile locale de dispersie provocate de defectele din material, se cunosc mai multe procedee de control nedistructiv care, chiar dacă folosesc acelaşi agent de investigaţie (cîmpul magnetic), au căpătat o dezvoltare şi o extindere atît de mare încît fiecare dintre ele formează o ramură a defectoscopiei magnetice cu domenii specifice de aplicabilitate.

Procedeul care cunoaşte cea mai largă utilizare pe plan mondial în controlul nedistructiv al metalelor este acela în care **evidenţierea fluxurilor de dispersie** produse de discontinuităţile din material **se face cu ajutorul pulberilor magnetice.**

Există în prezent o varietate foarte mare de aparate construite pentru controlul cu pulberi magnetice, atît ca urmare a destinaţiei, cît şi ca urmare a sistemului folosit pentru evidenţierea defectului.

În cadrul Întreprinderii „23 August" — Bucureşti, se execută în mod curent controlul nedistructiv cu ajutorul pulberilor magnetice la osiile, axele cardanice şi crucile cardanice din fabricaţia de locomotive diesel — hidraulice, la arborii cotiţi, bielele şi axele cu came din fabricaţia de motoare diesel, la sudurile rezervoarelor sferice, etc. Ca dotare, uzina dispune de defectoscoape magnetice fixe de tip feroflux, precum şi de aparate mobile utilizate în special la controlul îmbinărilor sudate.

Indiferent de utilizare, fiecare defectoscop magnetic utilizat pentru controlul cu pulberi magnetice trebuie să asigure posibilitatea magnetizării pieselor verificate după două direcţii dispuse la 90°.

În cazul defectoscoapelor feroflux stabile, una din direcţiile de magnetizare (aşanumita magnetizare circulară) se realizează prin trecerea unui curent de intensitate ridicată prin însăşi piesa de controlat sau prin intermediul unui dorn ajutător pe care sînt introduse piesele (în cazul cînd acestea prezintă anumite orificii), iar a doua direcţie de magnetizare (numită magnetizarea longitudinală) se realizează fie prin intermediul unor bobine fixe aflate pe circuitul magnetic al defectoscopului (în care caz piesa supusă controlului este inclusă în acest circuit magnetic), fie prin intermediul unei bobine exterioare mobile care înconjoară piesa de verificat.

Defectoscoapele feroflux stabile folosesc de obicei pentru magnetizare circulară curentul alternativ, iar pentru magnetizarea longitudinală, curentul continuu.

În cele mai multe cazuri cele două sisteme de magnetizare se execută separat, verificarea piesei făcîndu-se în două etape după fiecare operaţie de magnetizare.

În legătură cu valorile cîmpului magnetizant trebuie arătat că acestea prezintă mari variaţii fiind în funcţie de dimensiunile piesei verificate, de proprietăţile magnetice ale materialului de configuraţia piesei etc., astfel încît de regulă nu se pot indica anumite valori general valabile.

Literatura de specialitate prezintă, însă, ca necesar pentru identificarea defectelor la magnetizarea circulară, realizarea unui cîmp magnetic în materialul cercetat cuprins între 80—120 Oe, iar la magnetizarea longitudinală o intensitate a cîmpului magnetic de cel puţin 150 Oe. La controlul magnetic al sudurilor se impune ca valoarea cîmpului magnetic tangenţial să nu fie mai mică de 20 Oe.

Chiar dacă se cunosc aceste recomandări, în practica controlului magnetic este foarte dificil de a fi respectate, întrucît în foarte puține cazuri se dispune de aparatură pentru determinarea și verificarea acestor cîmpuri magnetice. În scopul obținerii unei intensități convenabile pentru cîmpul magnetic circular, sînt indicate anumite relații empirice între intensitatea curentului care produce magnetizarea și diametrul piesei verificate. Una dintre aceste relații empirice este cea cuprinsă în STAS 8539/78 („Defectoscopia cu pulberi magnetice") standard care încearcă să stabilească elementele și condițiile tehnice privitoare la controlul nedistructiv cu pulberi magnetice în țara noastră. Conform acestui STAS :

$$I = a \cdot D$$

unde :

D = diametrul piesei supuse verificării, [mm].
a = coeficient (a=8÷25 sau mai mare)

O altă indicație pentru valoarea intensității curentului electric la magnetizarea circulară este cea dată de specialiștii firmei producătoare de aparate și materiale de control magnetic Magnaflux Anglia și anume „Regula celor 1000 A/inch (25,4 mm).

Comparată cu relația din STAS 8539/78, regula celor 1000 A/inch conduce la valoarea 40 pentru coeficientul a față de valoarea de la $8 \div 25$ recomandată de STAS.

Din practica controlului magnetic în uzinele „23 August", s-a putut constata că într-adevăr utilizarea relației recomandate de STAS 8539/78 determină, în majoritatea cazurilor, intensități ale cîmpului magnetic insuficiente pentru depistarea unor defecte cu dimensiuni mai mici, în timp ce utilizarea regulei celor 1000 A/inch conduce la valori prea mari pentru intensitatea cîmpului de magnetizare, fapt ce poate avea ca rezultat o reținere a pulberii magnetice pe diverse zone ale materialului cercetat datorită cîmpurilor de către scăpări provocate de variațiile de secțiune.

De aceea, la stabilirea intensității curentului de magnetizare circulară, se pornește de la un reglaj al intensității corespunzător unei valori a coeficientului a cuprinsă între 25 și 30, după care, în cazul cînd la verificarea piesei se constată acumulări false de pulbere magnetică, se reduce treptat intensitatea curentului de magnetizare, pînă la obținerea unei intensități optime care este considerată în continuare ca intensitate de control.

La magnetizarea circulară mai trebuie ținut seama și de felul curentului utilizat. Astfel, cînd magnetizarea se realizează cu curent alternativ, datorită efectului pelicular, densitatea de curent de la suprafața piesei este mărită, ceea ce conduce la valori prea mari pentru cîmpul magnetic. Deci pentru aceeași intensitate a curentului de magnetizare, valoarea intensității cîmpului magnetic de la suprafața piesei verificate va fi mai mare la curentul alternativ față de curentul continuu. Acest lucru este important de reținut întrucît magnetizarea în curent alternativ, necesitînd intensități mai mici, micșorează atît riscul producerii unor arsuri la capetele de contact ale piesei cu polii aparatului, cît și posibilitatea încălzirii excesive a piesei în special în zonele cu secțiune redusă.

Ca mijloc de evidențiere a defectelor din materiale prin control magnetic, în uzina noastră se folosește exclusiv metoda umedă utilizîndu-se paste sau pulberi fluorescente, care se introduc în proporțiile recomandate într-un lichid purtător realizîndu-se astfel suspensia de control. Ca lichid purtător se utilizează petrolul lampant sau apa. În cazul folosirii petrolului, trebuie avut grijă să nu prezinte fluorescență la iradierea cu raze ultraviolete, iar în cazul folosirii apei să se introducă aditivi : antirugină și antispumă în cazul cînd aceștia nu sînt conținuți în pasta magnetică cu care se realizează suspensia.

Întrucît în țară nu se fabrică asemenea materiale pentru controlul magnetic, uzina noastră folosește materiale din import ca de exemplu pastele magnetice fluorescente de tip H_3G fabricate de firma Corrado Gianni Milano Italia sau de tip Fluxa Paste Universal sau Fluxa Paste F produse de firma Karl Deutch din R.F.G. Dimensiunile granulelor de material utilizate la controlul magnetic umed sînt cuprinse între 1 și 3 microni (la controlul prin metoda uscată granulele pulberii magnetice sînt cuprinse între 150 și 300 microni). La controlul magnetic cu pulberi sau suspensii fluorescente o importanță deosebită trebuie să se acorde echipamentului pentru producerea fluxului de radiații ultraviolete.

Trebuie avut în vedere faptul că valoarea intensității radiației ultraviolete folosite pentru a produce fenomenul de fluorescență în materialul magnetic acumulat la locul defectului va determina cantitatea de lumină vizibilă pe care acest material o va emite, cu alte cuvinte va determina posibilitatea ca defectul să fie observat mai ușor sau mai greu. În anumite limite, dublînd intensitatea luminii ultraviolete cu care iradiem o aglomerare de pulbere magnetică fluorescentă de la un defect din material, se va obține o dublare a strălucirii emanate de locul defect.

Din acest punct de vedere, se impune a se acorda atenție distanței dintre sursa de radiații ultraviolete și suprafața piesei de verificat ; trebuie să se înceapă controlul nu-

mai după ce lampa cu ultraviolete a intrat în regim normal de funcţionare (după circa 5 minute de la aprindere), şi să se verifice periodic intensitatea produsă de sursele de radiaţii ultraviolete. Operaţia de inspecţie poate începe numai după ce s-a produs acomodarea ochiului operatorului cu lumina semiobscură de la punctul de control (5—10').

O altă problemă de o deosebită importanţă în controlul nedistructiv cu pulberi magnetice o constituie demagnetizarea piesei după efectuarea verificărilor.

Toate materialele feromagnetice, după ce au fost magnetizate, prezintă un cîmp magnetic remanent de o anumită intensitate. Acest cîmp neglijabil în cazul fierului moale — devine cu atît mai ptuernic cu cît materialul este mai dur.

Problema demagnetizării poate fi uşoară sau dificilă, în funcţie de tipul de material. Materialul care prezintă o forţă coercitivă mare este cel mai dificil de demagnetizat.

Dintre situaţiile în care este necesar (în mod obligatoriu) de a se demagnetiza piesa în urma verificării cu pulberi magnetice, remarcăm :

— toate piesele în mişcare ale organelor de maşini (existenţa unui cîmp magnetic remanent în material ar determina atragerea particulelor de metal, care, în funcţionare, ar provoca uzura prematură a acestora) ;

— piesele care fac parte din diferite tablouri de comandă sau de măsură în care caz cîmpul magnetic remanent din aceste piese ar influenţa funcţionarea instrumentelor de măsură afectînd precizia acestora ;

— piesele care urmează a fi sudate cu arc electric, în care caz cîmpul remanent poate deforma arcul în timpul sudurii provocînd formarea unor defecte în cordonul de sudură ;

— piesele care urmează a fi acoperite cu diverse straturi de protecţie prin metalizare etc.

Trebuie totuşi arătat că sînt şi situaţii în care nu este necesar a se demagnetiza piesele după controlul cu pulberi magnetice :

— cînd piesele sînt din fier moale, în care caz remanenţa fiind mică, cîmpul magnetic din material dispare practic odată cu încetarea procesului de magnetizare ;

— cînd verificarea s-a executat prin magnetizări succesive la suduri, piese mari turnate sau cazane ;

— cînd piesa verificată urmează a fi supusă unui tratament termic ce implică o încălzire a acesteia deasupra punctului Curie (770°C). Deasupra acestei temperaturi oţelurile devin nemagnetice şi dacă la răcire nu se mai află sub influenţa unui cîmp magnetic, nu vor mai conţine nici un magnetism rezidual.

— cînd piesa urmează a fi remagnetizată în altă direcţie la acelaşi nivel sau mai mare, ca de exemplu în fazele magnetizării circulare şi longitudinale de la controlul cu pulberi magnetice.

Referitor la acest din urmă caz, trebuie arătat că în situaţiile în care cele două cîmpuri (longitudinal şi circular) sînt aplicate simultan, în piesa de verificat se va stabili un cîmp care este o combinaţie vectorială a celor două cîmpuri atît ca intensitate cît şi ca direcţie, dar dacă se vor aplica succesiv, ultimul cîmp, dacă este suficient de puternic, va şterge cîmpul remanent de la magnetizarea anterioară.

Mai trebuie arătat, de asemenea, că în urma magnetizării circulare, cîmpul remanent din piesă nu poate fi identificat întrucît acesta nu se manifestă sub nici o formă în exteriorul piesei, în timp ce la magnetizarea longitudinală cîmpul remanent poate fi uşor pus în evidenţă datorită celor doi poli ce se formează la capetele piesei.

Legat de cele arătate mai sus, pentru a putea urmări cu uşurinţă eficacitatea demagnetizării, se impune ca la verificările pieselor prin metoda pulberilor magnetice să se facă mai întîi controlul prin magnetizarea circulară şi după aceea să se aplice magnetizarea longitudinală astfel încît în piesa verificată să rămînă în final un cîmp remanent longitudinal care poate fi mai uşor identificat şi eliminat.

Operaţia de demagnetizare propriu-zisă se poate executa în cazul aparatelor feroflux fie chiar pe aparatul cu care s-a efectuat magnetizarea, supunînd piesa în mod succesiv unor cîmpuri de direcţii opuse şi cu intensităţi din ce în ce mai slabe, fie separat, cu ajutorul unei bobine, în care caz piesa este supusă unui cîmp alternativ descrescător, ca urmare a trecerii sale prin interiorul bobinei şi îndepărtării lente pînă la o anumită distanţă de aceasta.

Controlul demagnetizării se face conform STAS 8539/78 fie cu ajutorul aparatelor de măsurat, fie cu ajutorul unui lănţişor format din 7 pînă la 10 spire din sîrmă de oţel, care nu trebuie să fie atras de piesa demagnetizată.

CZ : 658.562 : 620.1

Calculul răspunsului canalului radiografic avînd ca semnal de intrare reperele cîtorva indicatori de calitate ai imaginii (I.C.I.)

Dr. ing. Marin **NĂSTASE**, ing. Florin **UDRESCU**, ing. Alexandra **TOPALĂ** — Institutul Politehnic — București

Introducere

Radiografia este o metodă de investigare a macrostructurii interne a materialelor, deci un instrument care oferă informații asupra acestei macrostructuri. Aprecierea posibilităților acestei metode de control se face dînd răspunsul la întrebările :

1 — cît de mare trebuie să fie un defect, raportat la grosimea piesei, astfel încît variația densității de înnegrire corespunzătoare lui să poată fi sesizată pe filmul radiografic (problema sensibilității) ?

2 — cît de aproape pot fi două defecte astfel încît ele să poată fi sesizate pe film (problema definiției) ?

Răspunsul la aceste întrebări se poate obține identificînd metoda de investigare cu o metodă de transmisie a informației, deci cu un canal informațional. Identificarea fiind făcută, studiul canalului radiografic se poate face, clasic, folosind metodele de calcul ale teoriei informației.

Această idee a fost îmbrățișată în ultimii ani de mai mulți cercetători, remarcabilele lucrări ale dr. ing. Iulian Panaitescu, stabilind bazele metodei de cercetare și deschizînd căi noi, interesante, de abordare a problemei

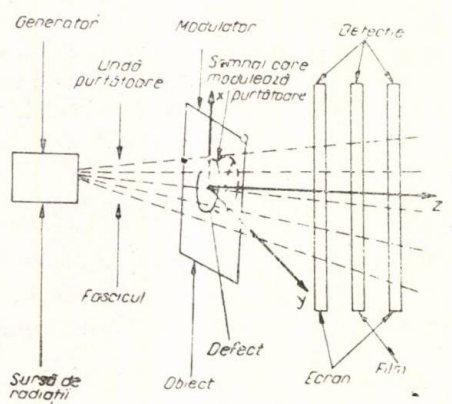


Fig. 1

[1, 2]. Conform acestor lucrări, identificarea dintre canalul radiografic și un canal de transmisie a informației se face conform figurii 1.

Fasciculul de radiații este atenuat în piesa de controlat, în mod diferențiat, în funcție de variația dimensiunii materialului, măsurată pe axa Oz (în funcție de existența sau inexistența defectelor). În cazul existenței unui defect în piesă fasciculul este mai puțin atenuat în dreptul defectului. În acest loc, pe film, intensitatea radiației va fi mai mare. După developare, în zona defectului filmul va apărea mai înnegrit. Defectul care are trei dimensiuni va apărea pe film proiectat, deci, numai cu două dimensiuni pe direcțiile Ox și Oy. Dimensiunea defectului pe direcția Oz (direcția fasciculului) nu apare pe film, ci influențează numai densitatea de înnegrire a zonei defectului. Măsurînd densitatea de înnegrire a filmului putem să stabilim și dimensiunile defectului măsurate pe axa Oz.

Analogia cu un sistem de transmisie a informației se poate face observînd că :

— mărimea (semnalul) de la intrare, care este transmisă prin canalul radiografic, este discontinuitatea existentă în obiect, măsurată pe direcția fasciculului de radiații (axa Oz). Aceasta se poate defini ca o funcție :

$$Z(x, y) = f(x, y)$$

— unda purtătoare este chiar fasciculul de radiații. Ea este modulată de discontinuitățile existente în obiect. Detectorul este filmul împreună cu ecranele intensificatoare ;

— semnalul de la ieșire este variația densității de înnegrire care poate fi descrisă de o funcție $D(x, y)$.

Deci în cadrul procesului de radiografiere, variația dimensiunii, pe o direcție, a unui obiect este transformată în variația densității de înnegrire a filmului în domeniul care este proiecția defectului pe film.

Cu cît alura funcției de la intrare $z(x, y)$ este reprodusă mai fidel de funcția de ieșire $D(x, y)$, cu atît canalul radiografic va reproduce mai fidel forma defectului, prin variația densității de înnegrire. Dacă :

$$D(x, y) = k\, f(x, y)$$

unde k este o constantă, înseamnă că sistemul funcționează fără distorsiuni.

În realitate, canalul radiografic funcționează cu distorsiuni și zgomot. În acest caz :

$$D(x, y) = F[f(x, y)]$$

Analiza distorsiunilor și a zgomotului se poate face folosind funcția de transfer a canalului radiografic. Calculînd funcția de transfer obținem un instrument prețios pentru analiza formei răspunsului, analiză care face obiectul prezentului articol.

Funcția de transfer

Asociind axei Ox frecvența spațială f_x și axei Oy frecvența spațială f_y, putem calcula transformatele Fourier ale semnalului de intrare și ieșire, astfel :

$$F(\omega_x,\omega_y) = \int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty} f(x, y)\, e^{-j\omega_x x} e^{-j\omega_y y}\, dx\, dy$$

și

$$D(\omega_x,\omega_y) = \int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty} D(x, y)\, e^{-j\omega_x x} e^{-j\omega_y y}\, dx\, dy$$

unde :

$$\omega_x = 2\pi f_x \quad \text{și} \quad \omega_y = 2\pi f_y$$

Se pot scrie transformatele inverse :

$$f(x, y) = \frac{1}{4\pi^2}\int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty} F(\omega_x, \omega_y)\cdot e^{j\omega_x x} e^{j\omega_y y}\, d\omega_x d\omega_y$$

$$D(x,y) = \frac{1}{4\pi^2}\int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty} D(\omega_x, \omega_y)\cdot e^{j\omega_x x} e^{j\omega_y y}\, d\omega_x\, d\omega_y$$

Se numește funcție de transfer, funcția :

$$T(\omega_x, \omega_y) = \frac{D(\omega_x, \omega_y)}{F(\omega_x, \omega_y)}$$

Cunoscînd funcția de transfer a canalului și semnalul de la intrare se poate calcula răspunsul conform formulei :

$$D(x, y) = \frac{1}{4\pi^2}\int_{-\infty}^{\infty}\int_{-\infty}^{\infty} F(\omega_x, \omega_y)\, T(\omega_x, \omega_y)\cdot e^{j\omega_x x} e^{j\omega_y y}\, d\omega_x\, d\omega_y$$

În lucrarea dr. ing. Iulian Panaitescu, Some thoughts on Radiographic Definition, se propune pentru funcția de transfer expresia :

$$T(f) = C\frac{\sin \pi f \mathcal{U}_g}{\pi f \mathcal{U}_g}\frac{1}{1+\pi^2\mathcal{U}^2 f^2}$$

unde :

$$\tau_g(f) = -\frac{\sin \pi f \mathcal{U}_g}{\pi f \mathcal{U}_g}$$

se referă la probleme de geometrie a expunerii, iar :

$$\tau_i(f) = -\frac{1}{1+\pi^2\mathcal{U}^2 f_i^2}$$

se referă la probleme de neclaritate internă.

Dacă se consideră funcția de transfer de forma :

$$T(\omega_x) = ke^{\frac{-\omega_x^2\sigma_i^2}{2}} e^{\frac{-\omega_x^2\sigma_g^2}{2}} = ke^{\frac{-\omega_x^2\sigma^2}{2}}$$

unde :

- σ_i este un factor care marchează neclaritatea internă ;
- σ_g este un factor care marchează neclaritatea geometrică ;
- $k = -0{,}43\ G\ \mu/B$ — o constantă depinzînd de gradientul filmului (μ — coeficientul de atenuare, B — factor de corecție marcînd prezența radiației împrăștiate),

atunci se poate extinde convenabil această funcție pentru analiza semnalelor bidimensionale și anume :

$$T(\omega_x,\omega_y) = ke^{\frac{-\omega_x^2\sigma_i^2}{2}} e^{\frac{-\omega_y^2\sigma_g^2}{2}}$$

Observație : funcția de transfer dată $T(\omega_x) = ke^{\frac{-\omega_x^2\sigma_i^2}{2}} e^{\frac{-\omega_x^2\sigma_g^2}{2}}$ este tot de genul funcțiilor impuls Dirac, ca și :

$$\frac{\sin \pi f \mathcal{U}_g}{f\mathcal{U}_g} \quad \text{și} \quad \frac{1}{1+4\pi^2 f^2 \mathcal{U}_i^2}$$

Calculul răspunsului la semnalul tip treaptă

Considerăm o placă de radiografiat ca în figura 2, a cărei variație de grosime depinde numai de variabila x.

$$f(x) = \begin{cases} \frac{d}{2} & \text{pentru } x > 0 \\ \frac{d}{2} & \text{pentru } x < 0 \end{cases},$$

sau :

$$f(x)=\frac{d}{2}[\eta_1(x)-\eta_1(-x)],$$

unde :

$$(x)=\begin{cases}1 & \text{pentru } x>0\\ 0 & \text{pentru } x<0\end{cases}$$

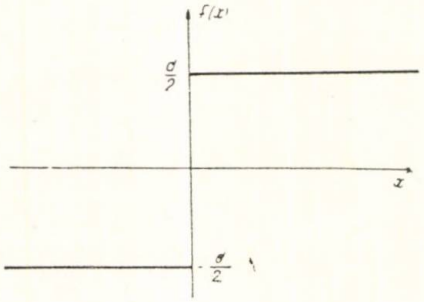


Fig. 2

Transformata Fourier a semnalului de intrare va fi :

$$F(\omega)=\frac{d}{j\omega}$$

Transformata Fourier a semnalului de ieşire vor fi :

$$D(\omega)=\frac{d}{j\omega}T(\omega)=\frac{dke^{\frac{-\omega_x^2\sigma^2}{2}}}{j\omega}$$

şi răspunsul va fi :

$$D(x)=\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}\frac{dk}{j\omega}e^{\frac{-\omega_x^2\sigma^2}{2}}e^{-j\omega_x x}d\omega_x=$$

$$=-\frac{D_0}{\sqrt{2\pi}}\int_0^{x|5}e^{-u^2}du=-D_0\Phi\left(\frac{x}{\sigma}\right)$$

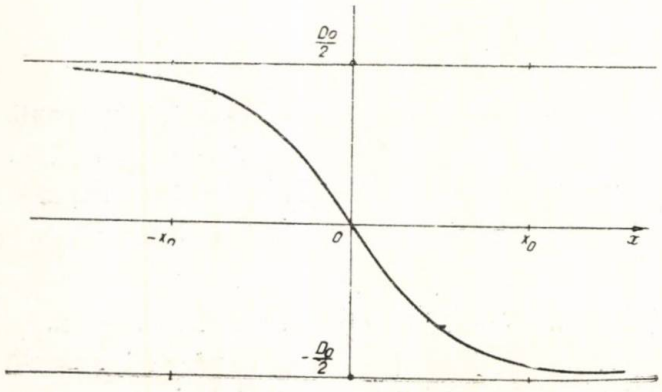


Fig. 3

Reprezentarea sa grafică este dată în figura 3. Valori importante :

$$D(o)=0$$

$$D(-\infty)=\frac{D_0}{2}$$

$$D(\infty)=-\frac{D_0}{2}$$

Putem astfel să definim parametrul σ, ştiind că domeniul $(-x_0, x_0)$ pentru care densitatea de înnegrire trece de la $0{,}34\,D_0$ la $-0{,}34\,D_0$ este neclaritatea totală. Se rezolvă ecuaţia :

$$-\frac{D_0}{2}\operatorname{erf}\frac{x_0}{\sigma\sqrt{2}}=0{,}34\,D_0$$

şi se obţine soluţia $x_0=\sigma$.

Rezultă : $\sigma=\frac{U_T}{2}$. Deci parametrul σ este cel care apreciază mărimea distorsionării semnalului de ieşire.

Calculul răspunsului la semnalul tip fantă

O fantă dreptunghiulară practicată normal pe suprafaţa de radiografiat ca în figura 4, are expresia analitică :

$$f(x,y)\begin{cases}-d & \text{pentru } -a<x<a\\ & \quad -b<y<b\\ 0 & \text{pentru } a<x<-a\\ & \quad b<y<-b\end{cases}$$

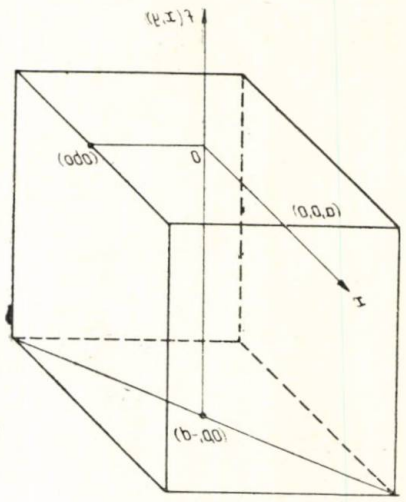


Fig. 4

Transformata sa Fourier este :

$$F(\omega_x,\omega_y)=-d\,\frac{e^{j\omega_x a}-e^{-j\omega_x a}}{j\omega_x}\,\frac{e^{j\omega_y b}-e^{-j\omega_y b}}{j\omega_y}$$

Răspunsul va fi :

$$D(x,y) = D_0\left[\Phi\left(\frac{x+a}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{x-a}{\sigma}\right)\right] \cdot$$

$$\cdot\left[\Phi\left(\frac{y+b}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{y-b}{\sigma}\right)\right]$$

unde :

$$\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\int_0^z e^{-u^2/2}\,du$$

Se constată că valoarea maximă a funcției $D(x, y)$ este în punctul $x=0$; $y=0$ (în centrul fantei) și anume :

$$D(o,o) = 4D_0\,\Phi\left(\frac{a}{\sigma}\right)\cdot\Phi\left(\frac{b}{\sigma}\right)$$

În graficele din figurile 5, 6, 7 se prezintă variația raportului $D(0, 0)/D_0$ în funcție de raportul a/σ pentru diferite valori ale raportului b/σ

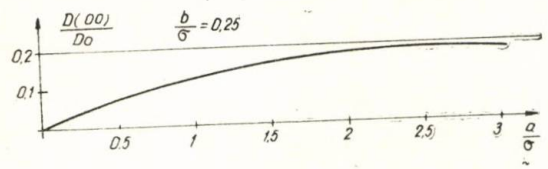


Fig. 5

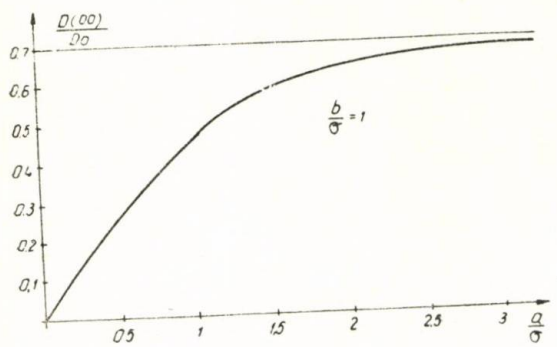


Fig. 6

Valorile maxime ale raportului $D(0, 0)/D_0$ obținute pentru $\frac{a}{\sigma} \geqslant 3$ variază în funcție de raportul b/σ conform graficului din figura 8.

Deducem, din graficele prezentate, că raportul dintre contrastul optim variază funcție de ambele dimensiuni ale fantei. Există o limită $\frac{a}{\sigma} \geqslant 3$ și $\frac{b}{\sigma} \geqslant 3$ pentru care rapoartele a/σ și b/σ nu mai influențează contrastul din centrul fantei.

Pentru această valoare a rapoartelor, contrastul din centrul fantei este practic egal cu contrastul ideal. Rezultă că pentru a avea în

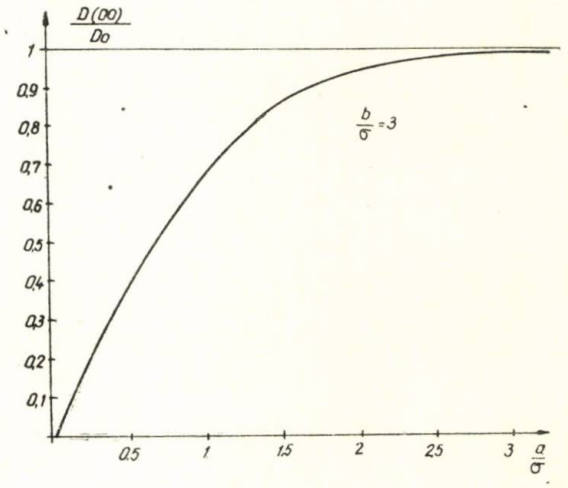


Fig. 7

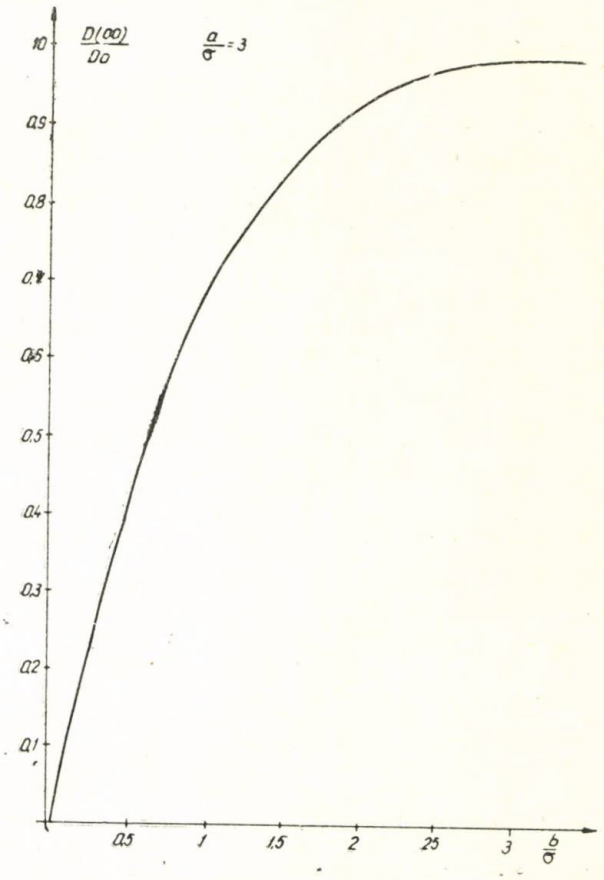


Fig. 8

centrul fantei contrast ideal (D_0) este suficient ca atît lungimea cît și lățimea fantei să fie mai mari ca 6σ ($2a \geqslant 6\sigma$ $2b \geqslant 6\sigma$) sau ($2a \geqslant 3\,U_T$ $2b \geqslant 3\,U_T$)

În planul y = 0, unde în mod ideal ar trebui să avem următoarea expresie pentru contrastul normal:

$$\frac{D(x,o)}{D_0} = \begin{cases} 1 & x \in (-a, a) \\ 0 & x \notin (-a, a) \end{cases}$$

forma reală este dată de expresia:

$$\frac{D(x,o)}{D_0} = 2\Phi\left(\frac{b}{\sigma}\right)\left[\Phi\left(\frac{x+a}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{x-a}{\sigma}\right)\right]$$

< 3 funcţia capătă valori mici pentru x = 0 şi relativ mai mari pentru $x \notin (-a, a)$. Aceasta conduce la o scădere a contrastului şi la o proastă definiţie.

Calculul răspunsului pentru o succesiune de trepte şi fante pătrate de dimensiuni diferite

În figura 11 este prezentată secţiunea printr-o piesă metalică, în care s-au execu-

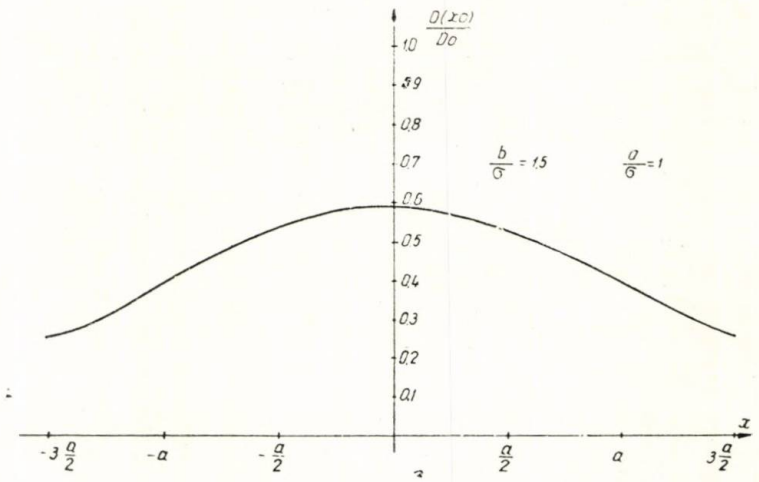


Fig. 9

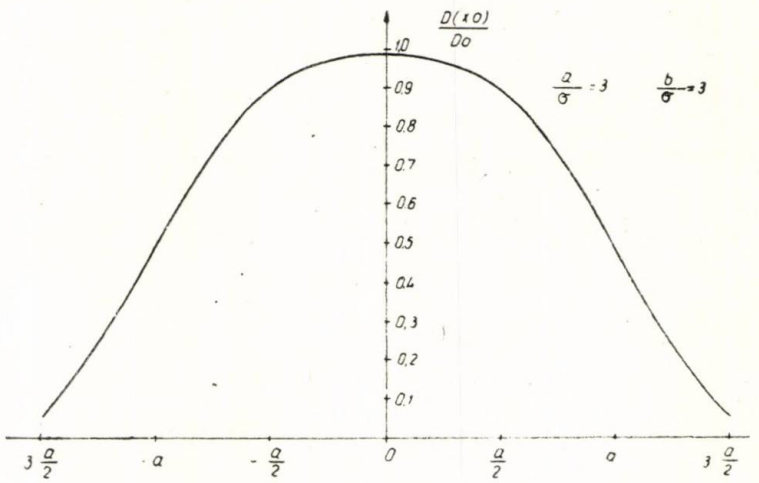


Fig. 10

variaţia raportului $\frac{D(x, 0)}{D_0}$ în funcţie de diferite valori ale rapoartelor a/σ şi b/σ este prezentată în graficele din figurile 9 şi 10. Se observă că în cazul $\frac{a}{\sigma} = 3$ şi $\frac{b}{\sigma} = 3$ funcţia se apropie de cazul ideal. Pentru $\frac{a}{\sigma} < 3$ şi $\frac{b}{\sigma} <$

tat, pe toată lăţimea ei, un număr de *n* trepte inegale, fiecare treaptă avînd în centrul ei o fantă pătrată cu dimensiunile egale cu grosimea treptei. Lăţimea piesei este *2b*.

Alegînd convenabil sistemul de coordonate şi folosind aceeaşi metodă de calcul putem scrie, pentru variaţia densităţii de înnegrire introdusă de o astfel de piesă, expresia:

$$D(x,y) = -\sum_{k=1}^{n} D_k \left\{ \Phi\left[\frac{x-(k-1)\,a}{\sigma}\right] - \Phi\left[\frac{x-ka}{\sigma}\right] \right\} \left\{ \Phi\left(\frac{y+b}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{y-b}{\sigma}\right) \right\} +$$

$$+ \sum_{k=1}^{n} D_k \left\{ \Phi\left[\frac{x-\frac{(2k-1)\,a-h_k}{2}}{\sigma}\right] - \Phi\left[\frac{x-\frac{(2k-1)\,a-h_k}{2}}{\sigma}\right] \cdot \left[\Phi\left(\frac{Y+\frac{h_k}{2}}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{Y-\frac{h_k}{2}}{\sigma}\right)\right] \right\}$$

unde D_k este contrastul introdus de grosimea h_k. Reprezentarea grafică a răspunsului este dată în figura 12.

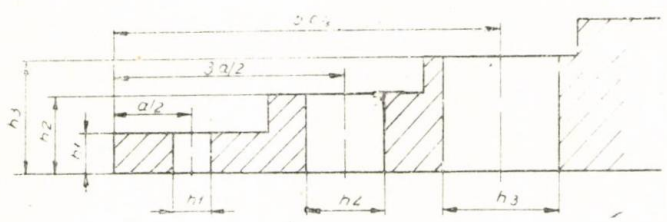


Fig. 11

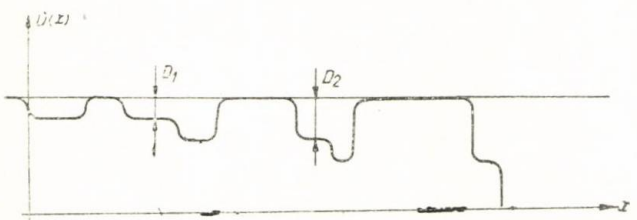


Fig. 12

Deoarece $a \gg \sigma$ și $b \gg \sigma$, contrastul dintre zonele corespunzătoare la două trepte succesive, $k+1$ și k, va fi practic $D_{k+1} - D_k$. Pentru a putea sesiza cu ochiul liber această diferență de densitate de înnegrire, trebuie ca :

$$\frac{D_k - D_{k+1}}{D_k} = \frac{h_{k+1} - h_k}{h_k} > C,$$

unde C este pragul procentual pentru distingere vizuală.

Dacă piesa este suprapusă pe o placă din același material, de grosime g și este radiografiată împreună cu placa, condiția de vizibilitate a pragului dintre cele două trepte succesive devine :

$$\frac{D_k - D_{k+1}}{D_k - D_g} = \frac{h_{k+1} - n_k}{g + h_k} > C$$

Iată deci că această piesă dă indicații asupra contrastului minim observabil în cazul radiografierii unei plăci de grosime g.

Să analizăm indicațiile pe care le dă piesa în legătură cu definiția (puterea de rezoluție) radiografiei.

Informații asupra definiției obținem studiind contrastul corespunzător fantelor.

Corespunzător fantei k vom avea contrastul :

$$g_k(x,y) = D_k \left\{ \Phi\left[\frac{x}{\sigma} - \frac{(2k-1)\,a-h_k)}{2\sigma}\right] - \Phi\left[\frac{x}{\sigma} - \frac{(2k-1)\,a+h_k)}{2}\right] \cdot \left[\Phi\left(\frac{y}{\sigma} + \frac{h_k}{2\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{y}{\sigma} - \frac{h_k}{2\sigma}\right)\right] \right\}$$

Funcția $g_k(x, y)$ va avea valoarea constantă și egală cu D_k pentru :

$$3\sigma + \frac{(2k-1)a - h_k}{2} < x < \frac{(2k-1)a + h_k}{2} - 3\sigma - \frac{h_k}{2} + 3\sigma < y < \frac{h_k}{2} - 3\sigma$$

Pentru a exista aceste intervale trebuie ca $h_k - 6\sigma > 0$. Dacă această condiție este îndeplinită, deci fantei k îi corespunde un contrast D_k, putem fi siguri că două repere așezate la distanța h_k se pot distinge corect pe radiografie, dar distanța dintre ele va fi micșorată cu 6σ. Dacă $h_k - 6\sigma = 0$, $g_k(x, y)$ are un maxim egal cu D_k numai pentru $x = ak$, $y = 0$.

Două repere așezate la distanța h_k nu se vor putea identifica pe radiografie, distanța dintre ele se va reduce la un punct și va fi pus în evidență numai centrul fantei.

În cazul în care $h_k < 6\sigma$, contrastul $g_k(x, y)$ corespunzător fantei k va scădea odată cu micșorarea deschiderii fantei. Centrul fantei va fi pus în evidență vizual dacă :

$$\frac{g_k}{D_k} > C \text{ sau } 4\Phi\left(\frac{h_k}{\sigma}\right) > C$$

Dacă radiografiem piesa suprapusă peste o placă de grosime g, condiția ca fanta k să

se distingă este mai severă ca în cazul aceleiași condiții pusă pentru treapta k, și anume :

$$\frac{g_k\left(\frac{(2k-1)\,a}{2}, 0\right)}{D_g - D_k} \text{ sau } \frac{D_k}{D_g - D_k} \cdot$$

$$\cdot 4\Phi\left(\frac{h_k}{2\sigma}\right) > C,$$

adică :

$$\frac{h_k}{g + h_k} \cdot 4\Phi\left(\frac{h_k}{2\sigma}\right) > C,$$

Iată deci că se poate determina valoarea pînă la care poate crește grosimea g astfel ca să se distingă vizual fanta k. Am studiat acest caz, deoarece geometria sa este asemănătoare cu a indicatorului de calitate tip **AFNOR**, care se folosește astăzi în industrie.

Concluzii

Lucrarea abordează în mod neconvențional metoda radiografică, folosind un model matematic bazat pe similitudinea existentă între un canal de transmisie a informației și o instalație de radiografie industrială.

Acest model permite calculul funcției de transfer al canalului radiografic, după ce pentru răspunsul la semnalul treaptă — unitate. Funcția de transfer stabilită, ușor de manipulat folosește la calculul răspunsurilor de diferite tipuri de semnale.

Semnalele, cărora în lucrare li s-au calculat răspunsurile sînt semnale care aproximează suficient de bine forma defectelor mai des întîlnite și sînt alese în special pentru a se apropia de cazul real al fisurilor.

În urma calculelor care conduc la obținerea răspunsurilor :

— se poate efectua astfel analiza limitelor metodei ;

— se pot stabili condiții optime de realizare a calității radiografiei ;

— se pot analiza indicatorii de calitate a imaginii și astfel se pot stabili cu certitudine informațiile obținute folosind acești indicatori ;

— de asemenea, aceste date pot folosi la îmbunătățirea unor indicatori noi.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Panaitescu, I.* : Assessing the Quality of a radiographic Image. In „Materials Evaluation", pag. 153—158, 1971.

[2] *Panaitescu, I.* : Radiographic Systems and Techniques. In „British Journal of NDT", ianuarie, 1976.

CZ : 658.562

Ce sînt și ce nu sînt indicatorii de calitate a imaginii

Dr. ing. Iulian **PANAITESCU** — Institutul de fizică și tehnologia aparatelor cu radiații

Calitatea imaginii în radiografie

Noțiunea de calitate a imaginii nu are un sens univoc. Ea a fost și este folosită în diferite domenii în sensuri relativ diverse și cuprinzătoare. Lăsînd la o parte conotațiile estetice ale termenului, în tehnică conceptul este folosit în multe ramuri, printre care : fotografie, televiziune, astronomie, optică, microscopie etc. **În radiografia industrială, efectuată în scop nedistructiv, vom înțelege prin calitate a imaginii capacitatea acesteia de a pune în evidență spre detectare detalii relevante (discontinuități, defecte, etc.) ale obiectului controlat.** Vom spune deci că o imagine radiografică are o calitate cu atît mai bună, cu cît defectul minim detectabil, defectul-limită, va fi mai mic.

Această definiție suferă prin aceea că nu este operatorie, adică nu permite derivarea unei metode de măsurare și cuantificare a calității imaginii, de aceea ea trebuie mai departe analizată și completată.

Detectarea defectelor-limită

S-a demonstrat, printr-un mare număr de date experimentale și cercetări teoretice, că detectarea unui defect-limită este determinată de un complex de factori, care pot fi grupați în două categorii : factori depinzînd de sistemul radiografic (incluzînd și subsistemul negatoscop-vedere umană) și factori depinzînd de forma defectului [1, 2]. În timp ce prima categorie reprezintă tocmai factorii care trebuie puși în evidență și controlați, a doua categorie provoacă dificultăți majore prin aceea că face ca limita de detectabilitate (sensibilitatea de detectare a defectelor) să depindă și de forma detaliului considerat.

De aici, necesitatea unui studiu al factorilor de formă care intervin în detectabilitatea detaliului. Forma unui detaliu este rezultatul raportului dintre dimensiunile sale :

a) adîncimea, adică dimensiunea în sensul fasciculului de radiații penetrante, apare în imagine sub forma unei variații de densitate sau contrast ;

b) lungimea și lățimea, adică dimensiunile transversale pe axa fasciculului, apar în imagine proiectate pe planul acesteia.

Detectabilitatea unui detaliu depinde de raportul semnal/zgomot, semnalul fiind contrastul, iar zgomotul —granularitatea. Valoarea contrastului la detalii cu dimensiuni transversale mici depinde și de influența neclarității [3, 4]. La defecte cu dimensiuni transversale foarte mici (fisuri), rolul neclarității devine foarte important.

Pentru caracterizarea unei imagini, ar trebui să se evalueze contrastul, neclaritatea și granularitatea. În acest fel se trag concluzii asupra următoarelor probleme : alegerea energiei sursei, alegerea geometriei de iradiere, determinarea timpului de expunere, alegerea filmului și ecranelor, efectuarea developării etc.

Problema evaluării calității imaginii, ca și problema derivată a evaluării corectitudinii factorilor depinzînd de sistemul radiografic, se reduce deci la problema determinării contrastului, neclarității și granularității.

Măsurarea calității imaginii

Există metode elaborate pentru rezolvarea problemei, de a se măsura cele trei elemente ale imaginii menționate mai sus. Din păcate ele implică teste complexe, efectuate cu aparatură specializată, fiind deci nepractice pentru evaluarea calității tuturor radiografiilor din producția industrială curentă. De aceea s-a recurs la I.C.I., corpuri de probă cu detalii tipizate, care sînt suprapuse cu obiectul de controlat și sînt deci prezente în fiecare radiografie. Ideea de bază a folosirii acestor I.C.I. este următoarea : cel mai mic detaliu detectat, detaliu-limită care definește sensibilitatea la indicator (S.I.), trebuie să fie interpretat în termenii calității imaginii, deci în termenii celor trei elemente : contrast, neclaritate granularitate.

Legătura între un detaliu-limită de o anumită formă și elementele de tehnică radiografică depinde însă puternic și de factorii de formă aparținînd detaliului însuși. La limită, putem considera două cazuri : detalii cu dimensiuni transversale mari (arie proiectată mare) și adîncime mică, a căror detectare este limitată numai de raportul contrast/granularitate și detalii cu dimensiuni transversale mici și adîncime relativ mare, a căror detectare depinde puternic și de neclaritate.

Între aceste cazuri extreme, celelalte detalii se înscriu în situații intermediare, detectabilitatea lor la limită („extincția" din imagine) depinzînd în mod definit de la caz la caz de cele trei elemente de tehnică radiografică.

Ca urmare, S.I., pentru un detaliu de o anumită formă depinde în mod caracteristic de numai două sau de toate cele trei elemente.

Tipuri de I.C.I.

Este cunoscută evoluția pe plan mondial ca și în țara noastră a tipurilor standardizate de I.C.I. S-a trecut treptat de la indicatorul cu canale, care avea dimensiuni transversale fixe și numai adîncimea variabilă, la indicatori cu sîrme, care au o dimensiune transversală variabilă și la cei cu trepte și găuri, cu ambele dimensiuni transversale variabile odată cu adîncimea.

Această evoluție este incontestabil un progres, dar nu rezolvă complet problema. Într-adevăr, cercetările au arătat că deși indicatoarele moderne au și dimensiunile transversale variabile, pentru piese de grosime medie sau mare detaliul-limită vizibil este încă cu dimensiuni transversale superioare neclarității, și ca atare extincția are loc prin reducerea raportului contrast/granularitate, neclaritatea neavînd practic influență.

Ca urmare, sensibilitatea la indicator este corelată în toate cazurile, pentru indicatorii cu canale, numai cu contrastul și granularitatea. Pentru indicatorii actuali tip I.S.O., din păcate, dacă nu chiar în toate cazurile, dar în majoritatea cazurilor, S.I. depinde tot numai de contrast și granularitate, nu și de neclaritate. Excepția fericită o constituie piesele subțiri, la care detaliul-limită este, de exemplu, gaura cu diametrul sub 0,5 mm, la care S.I. depinde și de neclaritate. Acest caz este însă relativ puțin frecvent în practică.

Dar oare evaluarea (și deci controlul) neclarității în imagine este atît de însemnată ? Da, dacă urmărim să detectăm detalii de tip fisură, dar și nepătrundere, lipsă de topire etc., deoarece acestea au una din dimensiunile lor transversale foarte mici (în general comparabilă cu neclaritatea) și deci „extincția" lar din imagine depinde puternic de neclaritate.

Din aceste motive, au existat încercări de a imagina noi tipuri de indicatori de calitate, mai complecși, care să permită o evaluare mai completă a calității imaginii, inclusiv și în special a neclarității [5, 6, 7]. Încercarea acestori indicatori a arătat superioritatea lor, dar în același timp și faptul că problema nu este complet rezolvată, în sensul că nu s-a

reuşit determinarea neclarităţii independent de contrast şi granularitate [8]. Cercetările în acest sens continuă.

Interpretarea şi utilizarea informaţiilor oferite de I.C.I.

În stadiul actual al problemei, este important să fie clar înţelese limitările I.C.I. şi să nu fie trase **concluzii nefundamentate** din interpretarea imaginii acestora. În special, sînt nefundamentate următoarele :

a) determinarea sensibilităţii de detectare a defectelor reale. Această noţiune nu poate fi definită în mod univoc, deoarece la fiecare defect real, de o formă oarecare, intervin factori de formă diferiţi şi necontrolabili. Sensibilitatea la indicator este valabilă (are sens) numai pentru tipul de indicator cu care a fost determinată, fiind deci o evaluare convenţională şi relativă a calităţii imaginii ;

b) determinarea adîncimii defectelor reale prin comparaţia înnegririi în imagine cu anumite detalii ale I.C.I. Această operaţie este afectată de erori mari şi incontrolabile, datorite tocmai factorului de formă. Considerăm din aceste motive că asemenea recomandări, cuprinse încă în unele instrucţiuni (9), pot conduce la decizii complet eronate, care să afecteze siguranţa construcţiilor sudate ;

c) interpretarea S.I. ca fiind o apreciere completă şi suficientă a calităţii imaginii. Deoarece, după cum s-a arătat, S.I. este, în cel mai bun caz, o indicaţie utilă dar nu exhaustivă, obţinerea unei S.I. satisfăcătoare cf. normelor nu garantează o calitate a imaginii corespunzătoare. S.I. este o condiţie necesară, dar nu şi suficientă. În plus, trebuie respectate indicaţiile şi recomandările de tehnică radiografică din **STAS 6606—75** şi din alte documente normative. Se recomandă, de asemenea, la omologarea unei tehnologii de control radiografic, să se facă teste cu probe avînd fisuri reale, pentru a demonstra capacitatea tehnologiei radiografice alese de a le pune în evidenţă.

Concluzii

A rezultat că metoda de evaluare a calităţii imaginii cu ajutorul I.C.I. reprezintă o metodă utilă la nivelul actual al tehnicii, cu condiţia ca să fie corect utilizată şi interpretată, fără a i se atribui proprietăţi care nu le are şi fără a extrage informaţii pe căi nefundamentate.

Trebuie să fie clar că sensibilitatea la indicator rămîne o cifră convenţională, care nu exprimă toate aspectele implicate de detectarea defectelor reale, şi că pe lîngă obţinerea unei S.I. prescrise, mai trebuie respectate şi toate celelalte indicaţii privind alegerea corectă a parametrilor tehnologiei de control radiografic.

În paralel, continuă cercetările privind elaborarea unor indicatori perfecţionaţi, mai capabili să exprime complexul de factori care concură la o bună calitate a imaginii radiografice.

eoilordiEletÎd-y

BIBLIOGRAFIE

[1] *Halmshaw, R.* (ed.). Physics of industrial radiology, Iliffe Books, London, 1966.

[2] *Panaitescu, I., Rodean, E.* : Cap. 8 din „Research techniques in nondestructive testing", vol. 3, ed. Sharpe R., Academic Press, London, 1977.

[3] *Panaitescu, I.* : British Journal of Nondestructive Testing, 17, p. 1—5, 1975.

[4] *Panaitescu, I.* : Calitatea imaginii în gamagrafie. Cursurile pentru utilizarea izotopilor radioactivi, I.D.T., Bucureşti, 1971.

[5] *Feaver, M. J.* : Nondestructive Testing, 1, p. 173—182, 1968.

[6] *Weeber, H.* : Report 4 Symp. Industrial radiography, Agfa — Gevaert, Mortsel, 1966.

[7] *Panaitescu, I.* : Preprints 6 Int. Conf. NDT, Hanover, D., p. 79—89, 1970.

[8] *Năstase, M.* : comunicare personală.

[9] * * * : Instrucţiuni tehnice C. 150 — 72, elaborate de INCERC.

CZ : 658.562 : 534.321.9

Corelarea mărimii defectului echivalent obţinut pe scale AVG şi pe blocuri de calibrare

Ing. Stelian **MÎNDRILĂ**, ing. Vlad **NEGULESCU** — Institutul Politehnic — Bucureşti
Ing. Eugen **NĂSTASE** — I.S.C.I.R. Bucureşti

Introducere

Standardele şi prescripţiile tehnice pentru controlul ultrasonic admit două metode pentru aprecirea mărimii reflectorilor naturali :

— metoda blocurilor de calibrare cu găuri cilindrice străpunse ;
— metoda AVG (distanţă, amplitudine, mărime).

Pentru a se face o corelare între indicaţiile furnizate de aceste două metode şi implicit pentru a se putea lua decizia în legătură cu admiterea sau respingerea piesei controlate, este necesar să se studieze dependenţa dintre amplitudinea ecoului provenit de la cele două tipuri de reflectori, drum sonic precum şi tipul palpatorului utilizat.

Teorie

Dacă pentru aprecierea reflectorilor naturali se utilizează blocuri de calibrare cu găuri cilindrice, trebuie avut în vedere că gradul de reflexie pentru un diametru dat al găurii

cilindrice diferă de cel al diametrului echivalent al unui disc circular ce se poate determina cu ajutorul scalelor AVG.

Se știe că metoda de control cu ultrasunete poate fi utilizată numai dacă controalele, efectuate în locuri diferite și cu dispozitive de control cu ultrasunete diferite, duc la rezultate identice și reproductibile.

Reflectoarele în formă de gaură cilindrică și discuri circulare, pot fi convertite între ele prin următoarea relație [1]:

$$\frac{H_c}{H_d}\,\frac{\sqrt{2}}{\pi}\cdot\lambda\cdot\frac{\sqrt{D_c\cdot s}}{D_d}, \qquad (1)$$

în care:

H_c — înălțimea ecoului provenit de la gaura cilindrică;
H_d — înălțimea ecoului provenit de la reflectorul tip disc circular;
λ — lungimea de undă în materialul controlat;
D_c — diametrul găurii cilindrice;
D_d — diametrul reflectorului tip disc circular;
s — drumul sonic în material și în pana de plexiglas a palpatorului;

Relația (1) este valabilă în cîmpul îndepărtat al palpatorului, pentru o gaură cilindrică cu diametrul $D_c \geqslant 1{,}5\cdot\lambda$ și o lungime a găurii cilindrice L_{min} conform relației (2), dar minim o lățime a palpatorului.

$$L_{min} \geqslant \frac{2\cdot\lambda\cdot s}{D_{ef}}, \qquad (2)$$

în care:

λ — lungimea de undă în materialul controlat;
s — drumul sonic în material;
D_{ef} — diametrul efectiv al cristalului (diametrul efectiv la cristale circulare sau muchia cea mai scurtă la cristale dreptunghiulare).

Pentru frecvența de 2 MHz, se admite ca limită inferioară diametrul găurii cilindrice $D_c = 2$ mm, pentru oțel.

În vederea obținerii unei formule de echivalență între D_c și D_d corespunzătoare acelorași indicații pe ecranul defectoscopului ultrasonic se consideră:

$$H_c = H_d \qquad (3)$$

Înlocuind în formula (1) se obține:

$$D_d = \sqrt{\frac{\sqrt{2}}{\pi}\cdot\lambda\cdot\sqrt{D_c\cdot s}} \qquad (4)$$

$$D_c = \frac{\pi^2}{2\cdot\lambda^2}\cdot\frac{D_d^4}{s} \qquad (5)$$

Pentru cazul cel mai frecvent în practică (controlul ultrasonic al îmbinărilor sudate), se lucrează cu palpatoare înclinate de unde transversale. În acest caz viteza ultrasonică a undelor transversale $v_t = 3255$ m/s.

Formula (4) devine:

Pentru $f = 2$ MHz

$$D_d = 0{,}856\cdot\sqrt[4]{D_c\cdot s} \qquad (6)$$

$$D_c = 1{,}86\cdot\frac{D_d^4}{s} \qquad (7)$$

Pentru $f = 4$ MHz

$$D_d = 0{,}605\cdot\sqrt[4]{D_c\cdot s} \qquad (8)$$

$$D_c = 7{,}44\cdot\frac{D_d^4}{s} \qquad (9)$$

Drumul sonic s reprezintă suma drumurilor sonice în pana de plexiglas a palpatorului (echivalent în oțel) și în material.

Drumul sonic în pana de plexiglas este o constantă tipică pentru palpatorul respectiv (k_1) și este în mod obișnuit indicată de firma constructoare. Dacă constanta k_1 nu este cunoscută, se poate determina astfel:

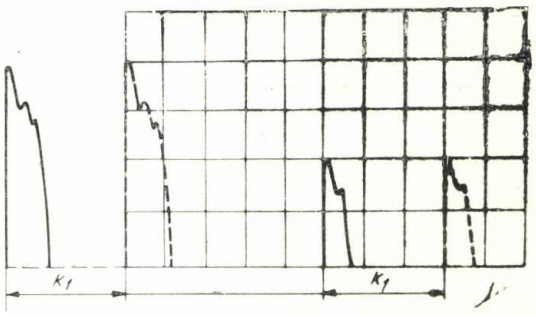


Fig. 1

a) se etalonează defectoscopul în drum sonic;
b) se obține pe ecran un ecou de la un reflector oarecare și se citește poziția lui;
c) se deplasează ecoul spre dreapta prin acționarea butonului de nul, pînă cînd frontul crescător al impulsului de emisie este adus în punctul zero al ecranului;
d) se citește pe ecran noua poziție a ecoului;
e) constanta k_1 reprezintă diferența valorilor citite la punctele **b** și **d**.

Determinarea diametrului disc circular D_d funcție de diametrul găurii cilindrice cunoscute

Avînd în vedere prescripțiile tehnice **CR 4—75** (punctele 12—14 și anexa 1), se observă că găurile străpunse din blocurile de

calibrare sînt iradiate la distanțe de respectiv : $0{,}375 \cdot p$; $0{,}5 \cdot p$; $0{,}625 \cdot p$; $0{,}75 \cdot p$; $0{,}875 \cdot p$; $1 \cdot p$; unde p este distanța de salt.

Drumurile sonice (s'), corespunzătoare în material pentru aceste distanțe, se pot calcula după formula :

$$s' = k_n \cdot d \qquad (10)$$

unde k_n are valorile k_2 pînă la k_7 conform tabelului 1, iar d reprezintă grosimea materialului.

Tabelul 1

Distanță	Drum sonic în material (s')	k_n
$0{,}375 \cdot p$	$s' = 0{,}375 \cdot \frac{2d}{\cos \alpha} = k_2 \cdot d$	$k_2 = \frac{0{,}75}{\cos \alpha}$
$0{,}5 \cdot p$	$s' = 0{,}5 \cdot \frac{2d}{\cos \alpha} = k_3 \cdot d$	$k_3 = \frac{1}{\cos \alpha}$
$0{,}625 \cdot p$	$s' = 0{,}625 \cdot \frac{2d}{\cos \alpha} = k_4 \cdot d$	$k_4 = \frac{1{,}25}{\cos \alpha}$
$0{,}75 \cdot p$	$s' = 0{,}75 \cdot \frac{2d}{\cos \alpha} = k_5 \cdot d$	$k_5 = \frac{1{,}5}{\cos \alpha}$
$0{,}875 \cdot p$	$s' = 0{,}875 \cdot \frac{2d}{\cos \alpha} = k_6 \cdot d$	$k_6 = \frac{1{,}75}{\cos \alpha}$
$1 \cdot p$	$s' = 1 \cdot \frac{2d}{\cos \alpha} = k_7 \cdot d$	$k_7 = \frac{2}{\cos \alpha}$

Deci drumul sonic total „s" se poate determina după formula :

$$s = k_1 + s' = k_1 + k_n \cdot d \qquad (11)$$

În tabelul 2 se prezintă constantele $k_1 \div k_7$ pentru diferite tipuri de palpatoare.

Prescripțiile tehnice **CR 4—75** stabilesc, în funcție de grosimea materialului supus examinării, diametrele găurilor cilindrice ce trebuie executate în blocurile de calibrare (tabelul 3 din **CR 4—75**).

Pentru diametre ale găurilor cilindrice D_c de 2 ; 3,2 ; 4,8 ; 6,3 ; 8 ; 9,5 mm, s-au stabilit, pe baza rezultatelor obținute în prezenta lucrare, o serie de diagrame (fig. $2 \div 7$), din care, în funcție de drumul sonic „s" și frecvența de control, se pot extrage direct diametrele reflectoarelor tip disc circular D_d.

Exemplu de aplicare a diagramelor. Să presupunem că avem de controlat o îmbinare sudată cap la cap după **PT CR 4—75**.

Se dau :

— grosimea tablei, $d = 26$ mm ;
— material, oțel ;
— palpator tip **MWB 70—N2**, cu frecvență nominală de 2 MHz.

În conformitate cu **PT CR 4—75**, pentru grosimea tablei de 26 mm, blocul de calibrare are gaura cilindrică cu diametrul de 3,2 mm, iar iradierea se face la distanțele de $0{,}375 \cdot p$; $0{,}625 \cdot p$; $0{,}875 \cdot p$.

Din formula (11) se calculează drumurile sonice pentru distanțele $0{,}375 \cdot p$; $0{,}625 \cdot p$; $0{,}875 \cdot p$.

$$s_1 = k_1 + k_2 \cdot d = 10 + 2{,}19 \cdot 26 = 67 \text{ mm}$$

$$s_2 = k_1 + k_4 \cdot d = 10 + 3{,}65 \cdot 26 = 105 \text{ mm}$$

$$s_3 = k_1 + k_5 \cdot d = 10 + 5{,}12 \cdot 26 = 143 \text{ mm}$$

În fig. 3, de la valorile drumurilor sonice s_1, s_2, s_3 (pe abscisă), se pleacă vertical în sus pînă la întretăierea cu curba $f = 2$ MHz. De

Tabelul 2

Palpator-tip	unghi (°)	k_1	k_2	k_3	k_4	k_5	k_6	k_7
1406 (K. Deutsch)	45	11	1,06	1,414	1,77	2,12	2,47	2,83
	60	12,5	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
	70	13,5	2,19	2,92	3,65	4,39	5,12	5,85
1407 (K. Deutsch)	45	8	1,06	1,414	1,77	2,12	2,47	2,83
	60	10	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
	70	12	2,19	2,92	3,65	4,39	5,12	5,85
MWB (Krautkramer)	45	6	1,06	1,414	1,77	2,12	2,47	2,83
	60	9	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
	70	10	2,19	2,92	3,65	4,39	5,12	5,85
WB (Krautkramer)	45	19	1,06	1,414	1,77	2,12	2,47	2,83
	60	23,5	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0
	70	26,5	2,19	2,92	3,65	4,39	5,12	5,85

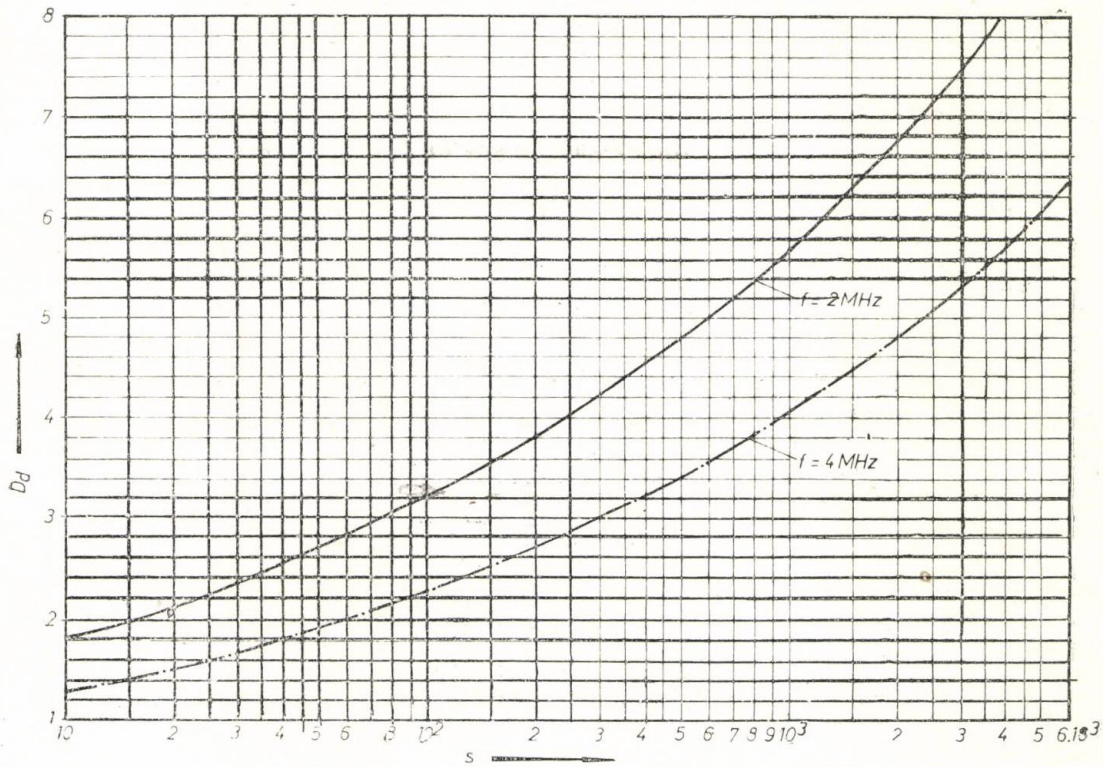


Fig. 2 Diametrul echivalent (disc circular) funcție de drumul sonic. $D_c = 2$ mm ; $v_t = 3.255$ m/s.

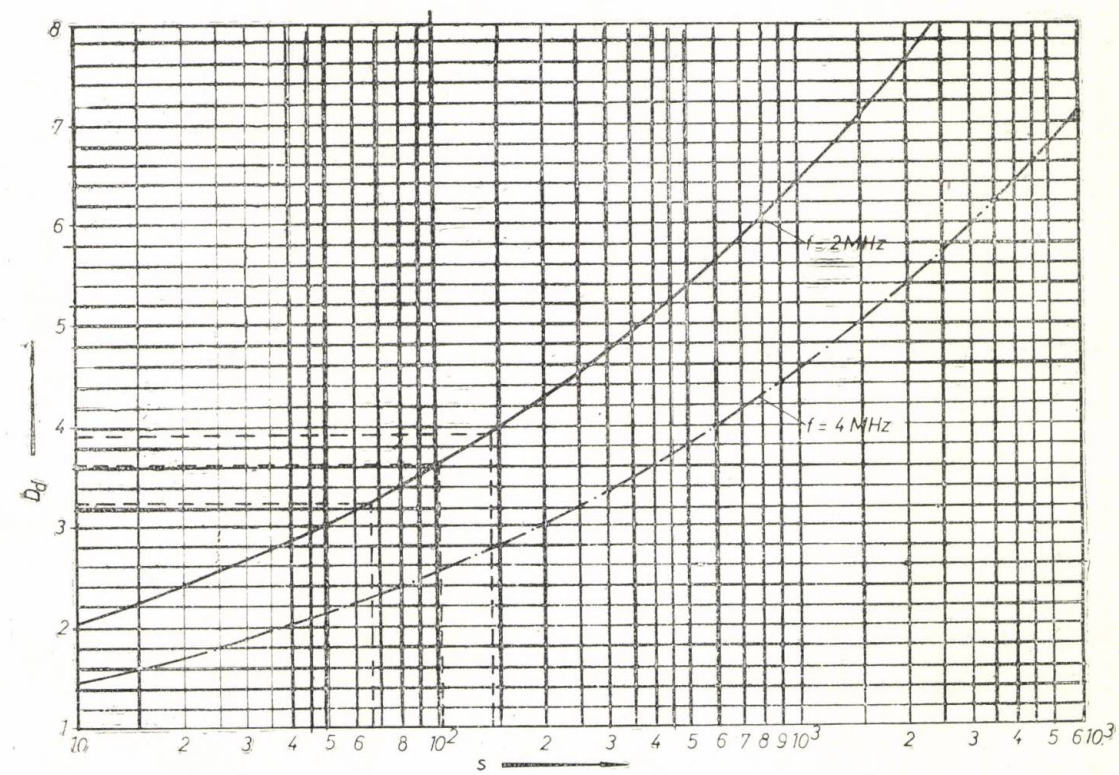


Fig. 3 Diametrul echivalent (disc circular) funcție de drumul sonic. $D_c = 3{,}2$ mm ; $v_t = 3.255$ m/s.

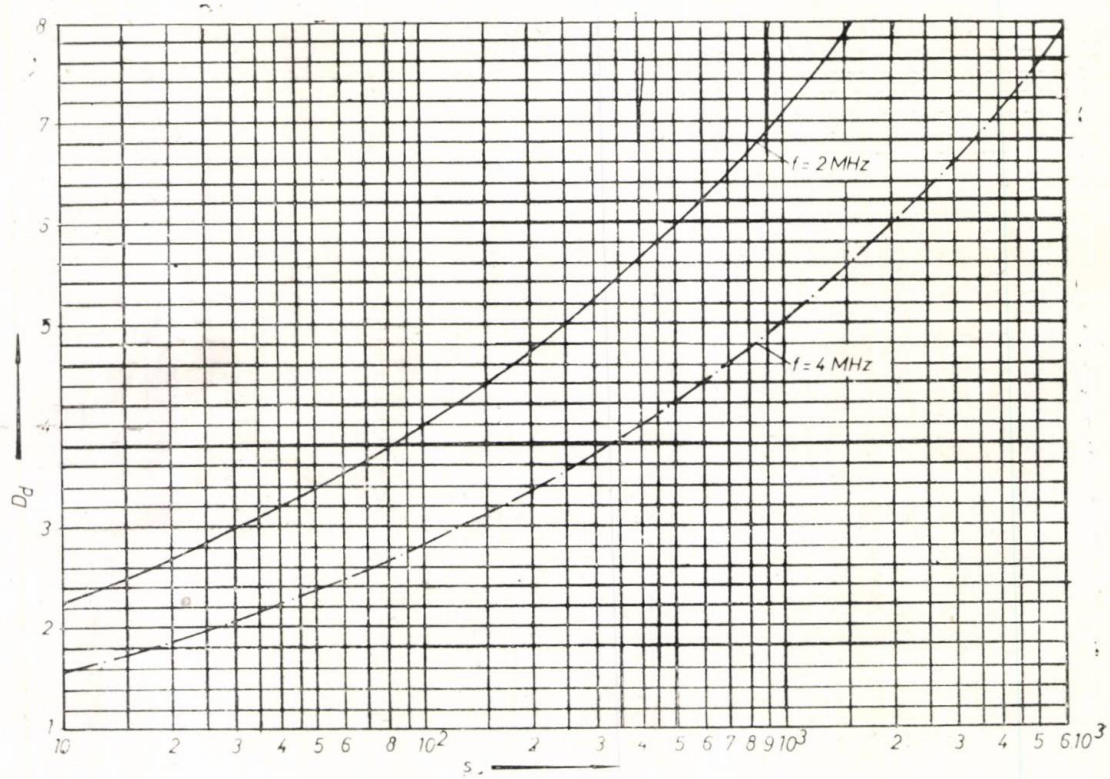


Fig. 4 Diametrul echivalent (disc circular) funcție de drumul sonic. $D_c = 4{,}8$ mm ; $v_t = 3.255$ m/s.

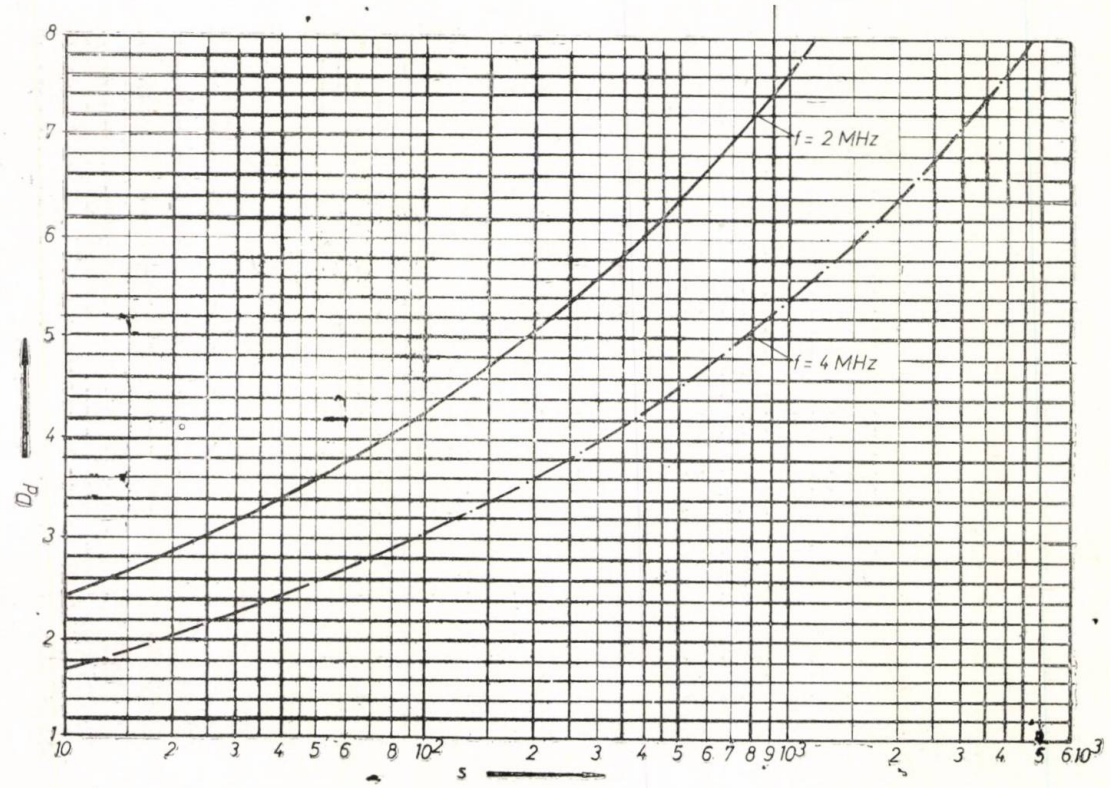


Fig. 5 Diametrul echivalent (disc circular) funcție de drumul sonic. $D_c = 6{,}3$ mm ; $v_t = 3.255$ m/s.

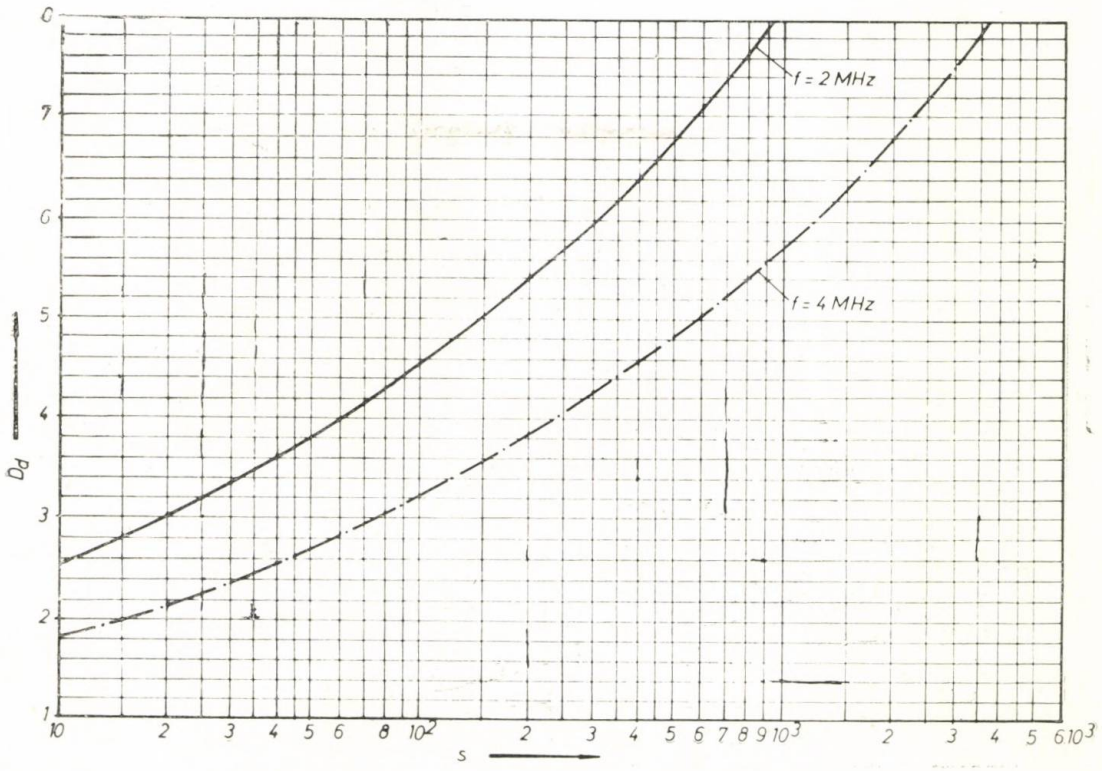


Fig. 6 Diametrul echivalent (disc circular) funcție de drumul sonic. $D_c = 8$ mm ; $v_t = 3.255$ m/s.

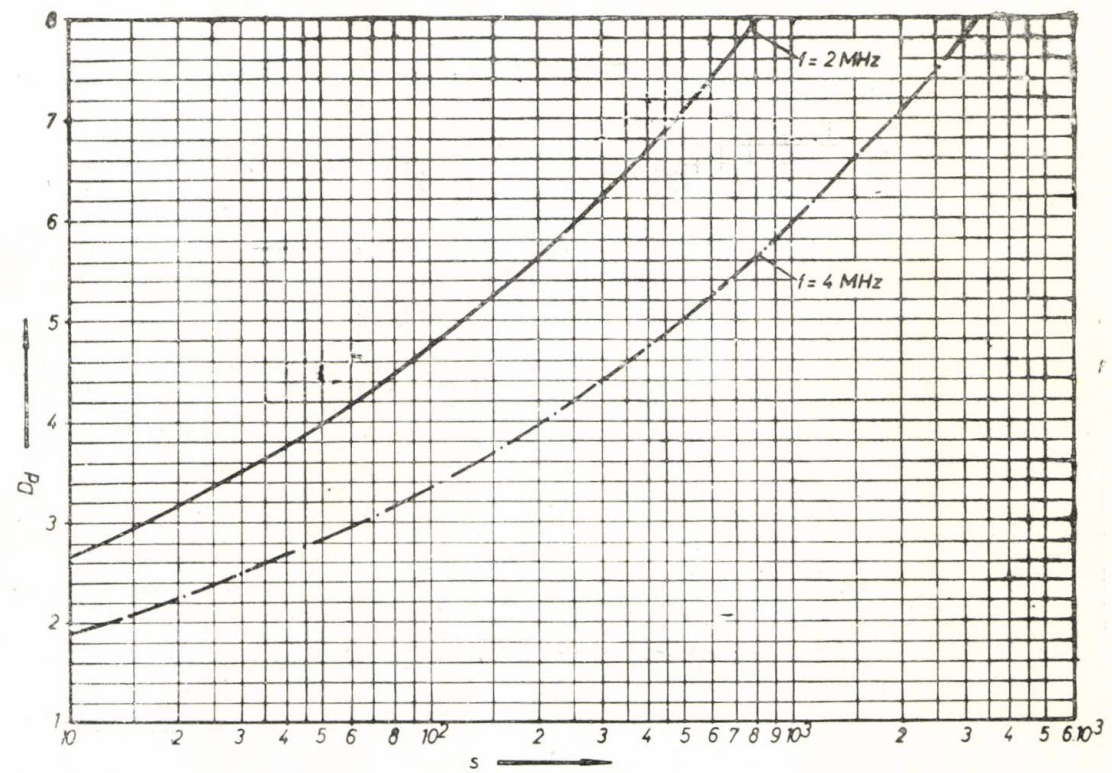


Fig. 7 Diametrul echivalent (disc circular) funcție de drumul sonic. $D_c = 9{,}5$ mm ; $v_t = 3.255$ m/s.

la aceste puncte de intersecție se pleacă orizontal spre stînga și se determină valorile D_d
În acest caz rezultă pentru :

$s_1 = 67$ mm $\quad D_d = 3{,}2$ mm

$s_2 = 105$ mm $\quad D_d = 3{,}6$ mm

$s_3 = 143$ mm $\quad D_d = 3{,}9$ mm

În conformitate cu **PT CR 4—75** punctul 23 se înregistrează toate defectele ce depășesc 20% din nivelul de referință.

Diferența de amplitudine dintre nivelul de referință și 20% din nivelul de referință este de aproximativ 14 dB.

Din fig. 8, la o diferență de amplitudine de 14 dB, rezultă coeficientul 2,2.

Fără a introduce erori prea mari, la utilizarea scalelor AVG se poate lua o valoare medie (în acest caz $D_d = 1{,}6$ mm), sau valoarea minimă (în acest caz $D_d = 1{,}45$ mm) pentru 20% din nivelul de referință.

Determinarea diametrului găurii cilindrice D_c funcție de diametrul discului circular D_d cunoscut

Din formulele (7) și (9) se pot determina valorile diametrelor găurilor cilindrice D_c, funcție de valorile diametrelor găurilor tip disc circular D_d cunoscute.

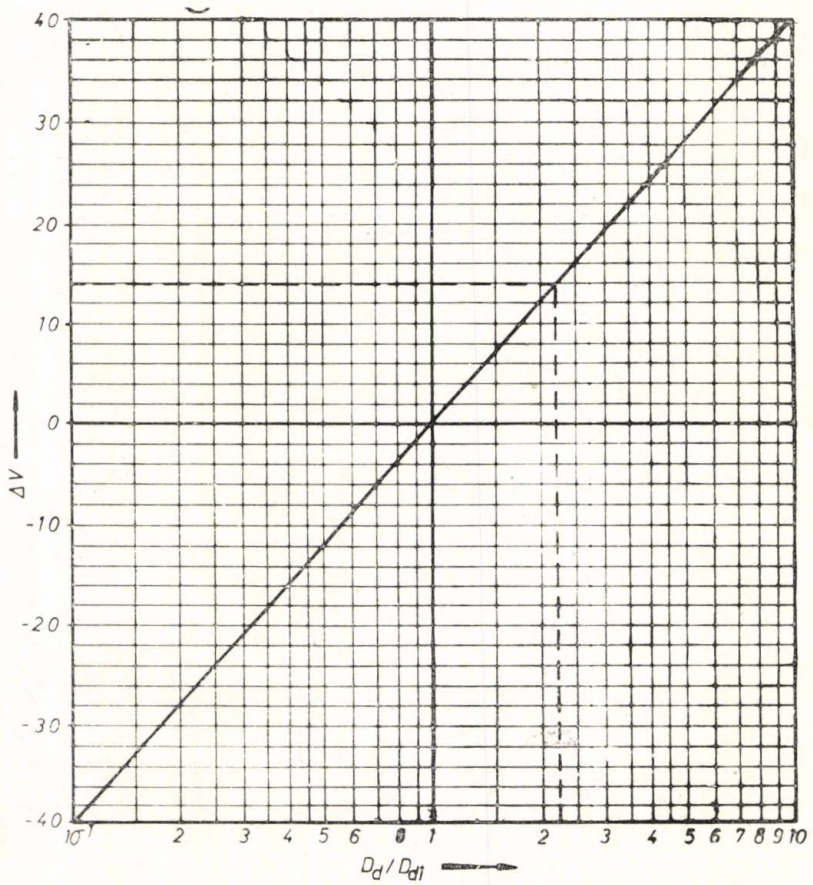


Fig. 8 Amplificarea aparatului funcție de raportul D_d/D_{d1}.

Deci pentru a afla valorile D_d care reprezintă 20% din nivelul de referință, toate valorile lui D_d determinate din fig. 3 se impart la coeficientul 2,2. În acest caz rezultă pentru:

$s_1 \rightarrow D_d = 1{,}45$ mm

$s_2 \rightarrow D_d = 1{,}65$ mm

$s_3 \rightarrow D_d = 1{,}8$ mm

Pentru simplificare s-a întocmit fig. 9, din care funcție de valoarea drumului sonic, a frecvenței de control și a diametrului discului circular D_d, se poate determina direct diametrul găurii cilindrice D_c. În practică se procedează în felul următor : de la drumul sonic s cunoscut se pleacă vertical în sus pînă la întretăierea cu curba diametrului disc circular

și frecvența de control cunoscute ; plecînd de la punctul de întretăiere spre stînga reiese, pe ordonată, diametrul găurii cilindrice.

Exemplu de aplicare a figurii 9. Ce diametru trebuie să aibă gaura cilindrică D_c dacă se cunosc :

— drumul sonic $s = 80$ mm ;
— frecvența de control $f = 2$ MHz ;
— diametrul discului circular $D_d = 3$ mm.

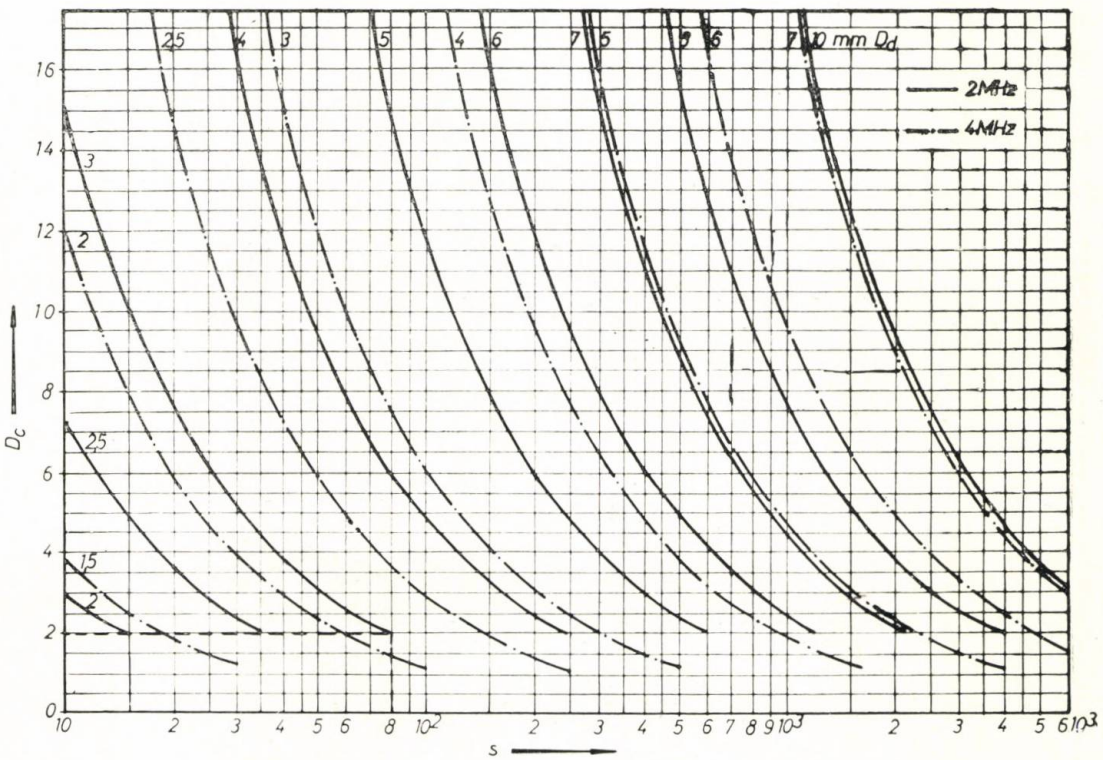


Fig. 9 Diametrul găurii cilindrice funcție de drumul sonic și D_d ca parametru.

Din figura 9 se pleacă de la $s = 80$mm în sus pînă la întretăierea cu curba diametrului disc circular $D_d = 3$ mm, pentru $f = 2$ MHz. Plecînd de la punctul de întretăiere spre stînga reiese diametrul găurii cilindrice $D_c = 2$ mm.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *. Richtlinie über Schweißnahtprufungen mit Ultraschall Fachausschuß DIU der Deutschen Gesellschaft für zerstorungsfreie Prüfung e.V. (DGzfP) Berlin : 1974.

[2] *Krautkramer, J., Krautkramer, H.:* Werkstoffprüfung mit Ultraschall Springer-Verlag, Berlin (Heidelberg) New York — 1975.

[3] *Wustenberg, H., Mundry, E.:* Die Eigenschaften zylindrischer Bohrungen als Testfehler in der Ultraschall-Prüfung. Vortrag auf der 6 Internationalen Tagung für zerstorungsfreie Prüfverfahren vom 1 bis 5.6. 1970 in Hannover. Reprints 6 ICNT Vol. B, 1970, Report No. B 13, S. 147/58.

[4] *Deutsch. V., Schaper, H., Vogt, M.:* Vorschlag einer Vorsatzscheibe zum quantitativen Auswerten der Befunde beim Prüfen von Schweiß nahten mit Ultraschall. S. R. Schweißen u. Schneiden, 2 (1971), Nr. 6.

[5] *Wustenberg, H., Mundry, E.:* Nuten und Kanten als Bezugsrefllektoren in der Materialprüfung mit Ultraschall. Materialprüfung, 14 (1972), Nr. 2, S. 58—61.

[6] 1* * *. Prescripții tehnice pentru examinarea cu ultrasunete a calității îmbinărilor sudate cap la cap, prin topire realizate cu material de adaus, CR 4—75.

CZ : 658.562 : 621.792.3

Radiografierea prin rulare a îmbinărilor sudate circulare

Ing. Anton **COROIANU** — C.S.E.N. — Tg. Măgurele

Introducere

Îmbinările sudate circulare se radiografiază, în practica curentă, utilizînd geometriile de control cunoscute și standardizate [1], [2]. Lucrarea de față prezintă o metodă dinamică de radiografiere a acestor îmbinări sudate, cu avantajele și limitele sale, precum și posibilitățile de utilizare în practica curentă.

Principiu

Sursa de radiații, piesa de controlat și filmul radiografic se plasează într-o geometrie de expunere ilustrată în figura 1 și figura 2, după cum se face radiografierea printr-un perete sau prin ambii pereți (atunci cînd interiorul nu este accesibil).

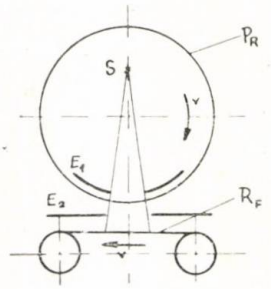


Fig. 1 Schema de expunere la radiografierea prin rulare (expunere din interior).

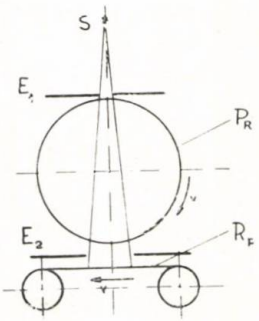


Fig. 2 Schema de expunere la radiografierea prin rulare (expunere prin doi pereți).

Piesa ce se controlează este antrenată într-o mișcare de rotație în jurul axei sale, cu o viteză periferică v. Filmul radiografic, fixat pe o masă rulantă sau o bandă rulantă, se mișcă cu o viteză egală și de același sens cu viteza periferică a părții posterioare a piesei ce se controlează. Porțiunea iradiată a piesei și filmului radiografic este limitată printr-un ecran anterior E_1 prevăzut cu o fantă de lărgime variabilă. Un al doilea ecran E_2 este dispus între film și piesă, avînd rolul de a limita radiațiile secundare. Ecranul E_1 poate fi înlocuit cu un colimator reglabil cu unghiuri mici (1—15°).

Elementele geometrice ale sistemului sînt schematizate în figura 3 și figura 4. Sursa presupusă punctiformă este în **S**, iar centrul

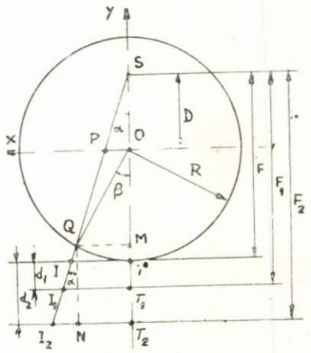


Fig. 3 Elementele geometrice corespunzătoare expunerii din interior.

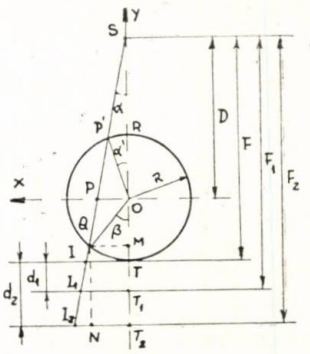


Fig. 4 Elementele geometrice corespunzătoare expunerii prin doi pereți.

piesei controlate în **O**. Raza exterioară a îmbinării sudate ce se controlează este R. Distanța dintre sursă și suprafața exterioară a îmbinării sudate este F; prin F_1 și F_2 s-a notat distanța între sursă și posibilele poziții ale filmului radiografic. Distanța dintre sursă și axa de rotație a piesei controlate s-a notat cu D. Deci $F = D+R$.

În planul tangent la piesă avem punctul T de tangență situat la distanța $d = 0$ de suprafața piesei. Similar avem punctele T_1 și T_2 situate în plane la distanțele d_1 și d_2.

Semiunghiul de iradiere este notat cu α, iar semiunghiul arcului de cerc iradiat cu β. α și β corespund semiarcelor de cerc interceptate de razele marginale; p, p_1 și p_2 sînt semilărgimile fasciculelor interceptate în dreptul fantei de filmul radiografic.

Executînd mișcarea de rotație cu viteza unghiulară ω punctul **T** al piesei descrie arcul QT; în același timp proiecția punctului **T** pe filmul radiografic va descrie segmentul TI ($d = 0$) sau $T_1 I_1$ ($d = d_1$).

Deci atunci cînd există un sincronism perfect al celor două mișcări (de rotație și de avans al filmului), nu se introduce nici o neclaritate suplimentară a imaginii datorată mișcării; singura neclaritate variabilă este neclaritatea geometrică, variație ce poate fi neglijată însă pentru unghiuri β mici.

Evaluarea parametrului p

Examinînd figura 3 sau figura 4 se observă că:

$$F/p = F_1/p_1 = F_2/p_2 \qquad (1)$$

deci p_i este proporțional cu F_i. În următoarele calcule simplificatoare considerăm pe d_1 și d_2 egali cu zero, deci considerăm filmul în planul IT. Din $\triangle SIT$ avem, pentru cazul din figura 3:

$$p = F \cdot \operatorname{tg} \alpha \qquad (2)$$

Relația (2) este mai simplă decît cea obținută pentru cazul expunerii prin doi pereți (fig. 4).

$$p = \frac{F \cdot R \sin \alpha}{D - R \cos \alpha} \qquad (3)$$

Din $\triangle SQM \sim \triangle SIT$ rezultă, pentru ambele cazuri:

$$p = \frac{F \cdot R \cdot \sin \beta}{D + R \cos \beta} \qquad (4)$$

Calculul timpului de expunere

Întreg cordonul de sudură va fi radiografiat prin acest procedeu într-un timp egal cu durata executării unei rotații de 360° a piesei circulare:

$$T_{ex} = n^{-1}, \qquad (5)$$

în care:

T_{ex} — timpul de expunere al întregului cordon circular [min];
n — turația piesei, [rot/min].

Un punct al îmbinării sudate parcurgînd segmentul $2p$ va fi expus la radiații un timp T, care depinde de mărimea segmentului $2p$ și de viteza periferică v

$$T = \frac{2p}{v} \quad \frac{2p}{2\pi R \cdot n} \qquad (6)$$

Acesta este tocmai timpul de expunere necesar obținerii unei anumite densități de înnegrire, obținut din relația lui C. Brachet [3], [4]:

$$T = \frac{D^{\alpha} \cdot A \cdot F^2}{I} e^{\mu x} \qquad (7)$$

Egalînd relațiile (6) și (7) se obține relația timpului de expunere:

$$T_{ex} = n^{-1} = \frac{\pi D^{\alpha} \cdot A \cdot F^2}{p/R \cdot I} e^{\mu x}, \qquad (8)$$

în care se înlocuiește valoarea p/R obținută din relația (4):

$$p/R = \frac{(D/R + 1) \sin \beta}{D/R + \cos \beta} \qquad (9)$$

Analizînd relația (8) rezultă că turația piesei n, implicit timpul de expunere, depinde de:

D — densitatea de înnegrire a filmului radiografic;
A, α — coeficienți ale căror valori sînt caracteristice ale filmului și radiațiilor utilizate;
F — distanța sursă film;
p/R — factor geometric caracteristic expunerii prin rulare;
I — intensitatea (activitatea) sursei;
μ — coeficientul liniar de atenuare;
x — grosimea materialului piesei străbătute de radiații;
π — 3,142.

Tabelul 1

D/R / β	0	0,75	5	Diferența maximă dată de D/R
1	$1{,}746 \cdot 10^{-2}$	$1{,}74514 \cdot 10^{-2}$	$1{,}745 \cdot 10^{-2}$	$1 \cdot 10^{-5}$
5	$8{,}749 \cdot 10^{-2}$	$8{,}735 \cdot 10^{-2}$	$8{,}7215 \cdot 10^{-2}$	$3{,}2 \cdot 10^{-4}$
10	$1{,}7633 \cdot 10^{-1}$	$1{,}7517 \cdot 10^{-1}$	$1{,}7410 \cdot 10^{-1}$	$2{,}6 \cdot 10^{-3}$
15	$2{,}6795 \cdot 10^{-1}$	$2{,}6329 \cdot 10^{-1}$	$2{,}6011 \cdot 10^{-1}$	$8{,}48 \cdot 10^{-3}$
20	$3{,}6397 \cdot 10^{-1}$	$3{,}5423 \cdot 10^{-1}$	$13{,}4544 \cdot 10^{-1}$	$2{,}16 \cdot 10^{-2}$
25	$4{,}6631 \cdot 10^{-1}$	$4{,}4653 \cdot 10^{-1}$	$4{,}2932 \cdot 10^{-1}$	$4{,}3 \cdot 10^{-2}$

Valorile factorului geometric caracteristic expunerii prin rulare $p/\mathbf{R}$ au fost calculate pentru diferitele cazuri posibile ilustrate în figura 3 și figura 4, fiind prezentate în tabelul 1.

Evaluarea unghiului de iradiere sau a lărgimii fantei

Unghiul de iradiere α poate fi determinat din relația (2), ținînd cont de distanța focală $F = D+R$ și prin simplificare avem :

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{p/R}{D/R+1} \tag{10}$$

Valorile unghiului α au fost calculate pentru cîteva cazuri posibile ilustrate în figura 3 și figura 4, fiind prezentate în tabelul 2. Valorile lărgimii fantei $2p$ se determină utilizînd

Tabelul 2

	D/R					
β	0	0,5	0,75	1	5	50
1°	1°	40′	35′	30°	10′	1,2′
5°	5°	3°20′	2°50′	2°30′	50′	6′
10°	10°	6°40′	5°45′	5°	1°40′	12′
15°	15°	10°	8°35′	7°30′	2°30′	17′
20°	20°	13°20′	11°25′	10°	3°15′	22′
25°	25°	16°40′	14°20′	12°30′	4°5′	27′

relațiile (2), (4) sau (9), (10) și valorile corespunzătoare din cele două tabele. Se permite, în acest fel, o reglare și o fixare a fantei la valoarea dorită, rezultată din calcul.

Se observă că p crește cvasiliniar în funcție de β și este practic insensibil la variații ale distanței focale. Pentru unghiuri β apropiate, fanta nu va fi deci reajustată atunci cînd variază distanța focală [5].

Neclaritatea imaginii

În cazul existenței unui asincronism al mișcării piesei și filmului apare factorul Δ apropiat de unitate, multiplicator al arcului βR. Neclaritatea datorită rulării va fi :

$$N_r = 2(p - \Delta\beta R) = 2\left(\frac{F\cdot R\cdot \sin\beta}{D+R\cos\beta} - \Delta\beta R\right) \tag{11}$$

În cazul expunerii prin doi pereți apare și o neclaritate datorită părții anterioare, care însă are o valoare foarte mare chiar la sincronism perfect. Atunci cînd punctul **P** descrie arcul PR de lungime αR filmul avansează de asemenea cu αR în timp ce proiecția lui **P** pe film descrie segmentul $IT = p$. Cele două mișcări ,de sens contrar, se adună astfel că :

$$N_r\alpha = 2(p+\alpha R) = 2\left(\frac{FR\sin\alpha}{D-R\cos\alpha} + \alpha R\right) \tag{12}$$

Tinînd cont că $F=D+R$ se poate pune relația (11) sub formă adimensională :

$$\frac{N_r}{R} = 2\left(\frac{F\sin\beta}{D+R\cos\beta} - \Delta\beta\right) = 2\left(\frac{p}{R} - \Delta\beta\right) \tag{13}$$

Pentru valori mici ale lui β relația (13) devine :

$$\frac{N_r}{R} = 2(\beta - \Delta\beta) \tag{14}$$

Deci neclaritatea de rulare devine nulă atunci cînd sincronismul este perfect.

Relația completă a neclarității

Anterior s-a considerat :

$$d_1 = d_2 = 0 \tag{15}$$

În realitate însă :

$$F = D + R + d, \tag{16}$$

astfel că neclaritatea datorată rulării devine :

$$N_r = 2(p_2 - \Delta\beta R), \tag{17}$$

relație în care :

$$p_2 = I_2T_2 = I_2N + NT_2 \tag{18}$$

în $\Delta\ INI_2$:

$$I_2N = d\cdot\operatorname{tg}\alpha, \tag{19}$$

iar din $\Delta\ SIT$ rezultă :

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{p}{D+R} \tag{20}$$

astfel că :

$$p_2 = \frac{d\cdot p}{D+R} + p \tag{21}$$

Relația (21) se introduce în expresia (17) și se obține :

$$N_r = 2\left(p - \Delta\beta R + \frac{d\cdot p}{D+R}\right) \tag{22}$$

Expresia lui p din relația (4) se înlocuiește în (22) :

$$N_r = 2\left[\frac{R\cdot F\sin\beta}{D+R\cos\beta} - \Delta\beta R + \frac{d\cdot R\cdot F\sin\beta}{(D+R)\ (D+R\cos\beta)}\right] \tag{23}$$

Ţinînd cont de relaţia : $F=D+R$, relaţia (23) se simplifică şi aranjează sub formă adimensională :

(24)

$$\frac{N_r}{R}=2\left[\frac{(D/R+1)\sin\beta}{D/R+\cos\beta}-\Delta\beta\right]+2\frac{d/R\sin\beta}{D/R+\cos\beta}$$

Relaţia (24) cuprinde doi termeni. Primul termen reprezintă de fapt formula simplificată a neclarităţii imaginii din relaţia (13). Pentru $\Delta=1$ termenul **I** este negativ în timp ce termenul **II** este pozitiv. Creşterea lui d constituie deci un mod de a diminua neclaritatea.

Se pot evalua valorile extreme pe care le poate lua termenul **II** în funcţie de limitele concrete impuse de experiment. Astfel în figura 5 se prezintă variaţia termenului **II** pentru două cazuri distincte : curbele 1 şi 2 pentru $D/R=0{,}75$, iar $d/R=0{,}01$ în primul caz şi $d/R=0{,}1$ în al doilea caz ; curbele 3 şi 4 pentru $D/R=5$, iar d/R egal o dată cu 0,01, iar în în următoarea 0,1.

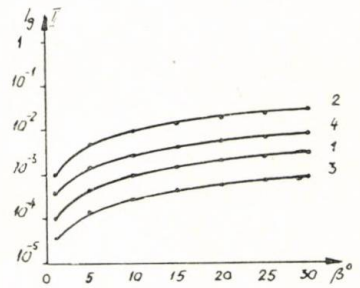


Fig. 5 Curbele de variaţie a termenului **II** al expresiei (24).

Din calculele făcute rezultă că odată cu creşterea lui d se poate micşora neclaritatea de rulare pînă la valoarea 0, dar în acelaşi timp se produce o creştere spectaculoasă a neclarităţii geometrice. Este deci preferabil de a menţine valoarea lui d cît mai mică posibil şi a acţiona pentru micşorarea neclarităţii de rulare asupra celorlalţi parametri.

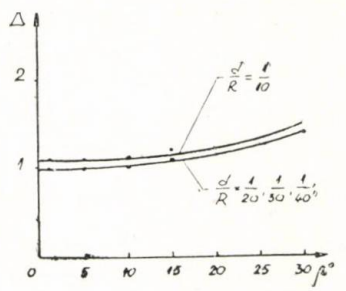


Fig. 6 Curbele de variaţie ale funcţiei (26), pentru $D/R=0{,}25$.

Punînd condiţia ca neclaritatea de rulare, exprimată prin relaţia (24) să fie nulă, s-au calculat (printr-un program pe calculator) o serie de date din care prezentăm în figurile 6 şi 7 modul de variaţie al funcţiei :

$$\Delta=\frac{(D/R+d/R+1)\sin\beta}{\beta(D/R+\cos\beta)} \qquad (25)$$

Astfel, în figura 6, se prezintă curbele de variaţie ale funcţiei :

$$\Delta=f(\beta, d/R); \qquad (26)$$

pentru cazul $D/R=0{,}25$.

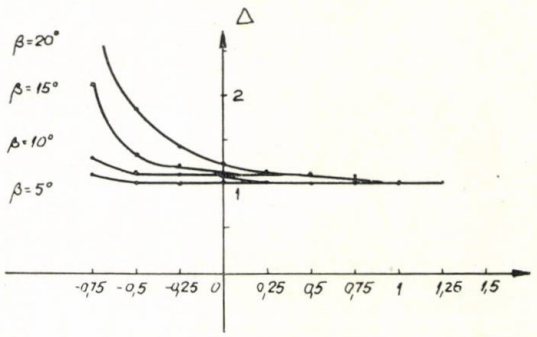


Fig. 7 Curbele de variaţie ale funcţiei (27), pentru $d/r=0{,}01$.

În fig. 7 se prezintă curbele de variaţie ale funcţiei :

$$\Delta=\Phi(D/R) \qquad (27)$$

pentru $d/R=0{,}01$ şi diferite valori ale lui β.

Analizînd rezultatele se constată că neclaritatea de rulare poate fi menţinută nulă numai în cazul utilizării unor distanţe focale mari ($D/R>0$) şi a unor unghiuri mici ($\beta<15°$), precum şi a unor asincronisme mici apropiate de 1.

Concluzii

1. Procedeul poate fi utilizat la radiografierea diferitelor tipuri de îmbinări sudate circulare la ţevi, recipienţi, virole, etc., atunci cînd manipularea sursei de radiaţii şi centrarea filmului este laborioasă şi cere mult timp. Se elimină complet timpii intermediari auxiliari [6].

2. Se poate utiliza diferite surse de radiaţii :

— generatori de radiaţii X ;

— acceleratori liniari ;

— betatroane ;

— surse gama colimate ;

cu unghiuri de iradiere mici, obţinîndu-se, dintr-o singură expunere, radiografia întregii îmbinări sudate circulare.

3. Timpul de expunere rezultat este sensibil mai mare, ca timpul de expunere al unui film standard, dar datorită eliminării timpilor de expunere auxiliari şi simplităţii lucrului se preferă utilizarea acestui procedeu.

4. **Procedeul radiografiei prin rulare permite obținerea unor stratigrafii (radiografia unui strat anume ales prin corelarea sincronizărilor), procedeu care se poate utiliza la îmbinările sudate multistrat, pentru evidențierea defectelor din stratul dorit. Sincronizarea este asigurată luînd ca referință o suprafață cilindrică de raza** R. **La o altă rază** $r=\gamma R$, **ținînd cont de relația (4) se obține lungimea segmentului proiectat de mișcarea unui punct de rază** r.

$$p_r = \frac{F \cdot \sin\beta}{\cos\beta + D/R \cdot 1/\gamma} \qquad (28)$$

iar neclaritatea corespunzătoare datorită rulării va fi

$$\frac{N_r}{R} = \frac{(D/R + 1) \cdot \sin\beta}{\cos\beta + D/R \cdot 1/\gamma} - \Delta\beta \qquad (29)$$

În acest caz neclaritatea unui strat este funcție liniară de γ, **adică de îndepărtarea de suprafața circulară de referință. Deci claritatea optimă a unui strat se obține prin sincronizarea vitezei periferice a acestuia cu viteza de avans a filmului radiografic. Bonnet și Jansen remarcă [5] un efect de focalizare, adică o neclaritate datorită rulării care crește repede pe măsură ce ne îndreptăm de stratul de rază** R. **Este deci, a priori, posibil pentru pereți groși sau sudură multistrat de a obține o imagine clară a unui strat determinat estompîndu-le pe celelalte. Efectul este mult mai sensibil la valori mari ale lui ß și** D/R.

5. **În cazul radiografierii prin doi pereți, contrastul și sensibilitatea imaginii se diminuează, dar datorită simplității de manipulare a filmului și a rapidității este preferat acest procedeu, fiind ideal în cazul radiografierii tuburilor cu aripioare [5], [6].**

6. **Aplicarea procedeului descris necesită executarea unui dispozitv special de antrenare a piesei și de avans al filmului, cu posibilități de reglare a fantei sau unghiului de iradiere, dispozitiv care ridică costurile controlului radiografic dar care mărește productivitatea muncii, îmbunătățește performanțele controlului radiografic și, implicit, calitatea produselor controlate, reducînd riscul de iradiere a personalului expus profesional.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Halmshaw, R.:* Industrial Radiology Techniques, Wykeham Publications, London, 1971.

[2] * * * : STAS 6606—75.

[3] *Brachet, C.:* Le contrôle de la qualité des images radiographiques dans l'examen des soudures, Soudage et Techniques connexes, 5/6, 1955.

[4] *Năstase, M. Gr.:* Bazele defectoscopiei radiologice, Editura Academiei RSR, București 1970.

[5] *Bonnet, P., Jansen, J.;* Utilisation de la radiographie a basse tension pour la detection de défauts dans le tubes a parois minces en poudre d'aluminium fritée, Euratom, CCR Ispra, 1965.

[6] *Coroianu, A.:* Considerații asupra geometriilor de control radiografic al îmbinărilor sudate ale elementelor combustibile pentru reactori nucleari, Conferința tehnico-științifică, Univ. Brașov, 1977.

CZ : 658.562 : 621.039 : 331.823

Probleme de securitate nucleară a instalațiilor de gamagrafie

Ing. Octavian **NISTOR**, ing. Anton **COROIANU** — C.S.E.N. — Tr. Măgurele

Introducere

Controlul nedistructiv cu radiații penetrante este în prezent cel mai răspîndit procedeu de control nedistructiv utilizat în țară. În cazul metodelor de control nedistructiv cu radiații penetrante, o pondere importantă (cca. 55%) o deține controlul gamagrafic. Instalațiile utilizate în gamagrafie sînt concepute și executate de diverși producători, iar calitățile funcționale și constructive ale acestor instalații sînt destul de diferite. Pentru a dispune de instalații de gamagrafie sigure în exploatare și funcționale este necesar să se stabilească criteriile de securitate nucleară, care să stea la baza proiectării, construcției, recepționării, achiziționării și utilizării curente a acestora.

Cerințe de securitate nucleară a surselor de radiații

Sursele de radiații utilizate în gamadefectoscopie trebuie să îndeplinească cerințele de „material radioactiv sub formă specială" [1], [2], sau, pentru sursele închise (care îndeplinesc condițiile specificate în **STAS 10811-75** sau normele **ISO/TC 85/SC 4**) [3], [4], să existe acordul autorității naționale competente.

Aceasta presupune concepereа și executarea lor ca surse închise de radiații care să îndeplinească condițiile de testare impuse de normele respective.

Aceste cerințe corespund prescripțiilor impuse pe plan internațional de Normele **ISO**, Normele **CAER**, Recomandările **AIEA**, Normele și regulamentele internaționale de transport **(RID, IATA, IMCO, ADR, OSJD)**, precum și standardele naționale ale altor țări [5], [6].

Cerințele impuse surselor de radiații nucleare utilizate în gamagrafie se corelează cu necesitățile tehnice impuse de procesul tehnologic de radiografiere și anume:

— dimensiuni ale preparatului radioactiv să fie cît mai mici posibil, bine precizate și executate în cadrul toleranțelor prescrise;

— poziție fixă, bine precizată a preparatului radioactiv, fără nici o posibilitate de deplasare în timpul utilizării în capsula etanșă a sursei de radiații ;

— livrarea unor surse radioactive, cu o radioactivitate determinată pentru a permite calculul unor timpi de expunere corecți ($\pm 10\%$ se consideră o precizie acceptabilă).

Pentru a corespunde cerințelor, la proiectarea lor se ține seama de :

— eventualitatea reacțiilor electro-chimice dintre diferitele materiale și în special între materialul capsulei sursei și preparatul radioactiv ;
— activitatea și radiotoxicitatea nuclidului radioactiv, precum și de solubilitatea și reactivitatea preparatului radioactiv. La depășirea limitelor stabilite în norme, se adaugă coeficienți de siguranță suplimentari [6], [7] ;
— amplasarea sudurilor pentru a reduce la minimum tensiunile interne și eventualitatea unor rupturi în caz de șoc, percuție sau îndoire (pliere) [8] ;
— tipul conteinerului în care se utilizează și a instalației de gamagrafie, cu specificarea condițiilor în care se va lucra (condiții de șantier sau de laborator, utilizarea în mediu climatic normal sau în condiții climatice speciale, de temperatură, umiditate, ceață salină, etc.).

Cerințele specificate anterior sînt verificate prin testele „de tip' efectuate asupra tijei portsursă și sursei radioactive, conform specificațiilor din normele și standardele amintite. Aceste teste constau, în principal, din probe termice, de presiune de șoc, de coroziune, de vibrații, de perforare și percuție și de levigare.

Testele se consideră trecute, dacă sursa de radiații supusă probelor nu a suferit scăpări ale conținutului radioactiv [1], [2]; toate acestea sînt atestate prin buletinul de încercări eliberat de un laborator specializat și autorizat.

Aprobarea autorității naționale competente pentru modelul de „material radioactiv sub forma specială" este recomandată de **IAEA** [1], [8] pentru transportul materialelor radioactive și este obligatorie conform articolelor 165—166 din **Normele Republicane de Securitate Nucleară** pentru transportul materialelor radioactive, [2].

Conform acestor prevederi se atribuie modelului sursei radioactive un număr de cod din partea autorității naționale competente a producătorului : în R.S. România din partea Comitetului de Stat pentru Energia Nucleară, Inspecția de Stat pentru Controlul Activităților Nucleare.

La livrarea către utilizatori, sursele radioactive pentru gamagrafie trebuie să fie însoțite de un certificat de calitate și etalonare care să cuprindă : caracteristicile radionuclidului, ale preparatului radioactiv, ale capsulei etanșe, ale tijei portsursă, modul de marcare și identificare și testele de recepție efectuate. Se impune ca obligatoriu testul de verificare a etanșeității și contaminării superficiale nefixate pentru fiecare tijă portsursă și sursă utilizată în gamagrafie. De asemenea, se va specifica numărul certificatului de aprobare ca „material radioactiv sub formă specială" eliberat de autoritatea națională competentă a producătorului.

Cerințele de securitate nucleară ale conteinerelor de gamagrafie.

Conteinerele de gamagrafie se clasifică [9], [10], în două categorii :

— **categoria I**, conteinere permițînd expunerea la fasciculul de radiații fără ejectarea sursei din conteiner. Fasciculul de radiații este emis prin deschiderea unui obturator sau prin rotația sursei în container, sau prin orice altă modalitate ;
— **categoria II**, conteinere prin intermediul cărora sursa este ejectată în exterior pe un traseu controlat spre un cap de iradiere, fie mecanic, fie electric, sau cu ajutorul unui sistem pneumatic, sau prin alte mijloace, de un operator plasat la distanță de capul de iradiere.

Majoritatea conteinerelor instalațiilor de gamagrafie utilizate în unitățile nucleare de control nedistructiv radiografic se încadrează în categoria II-a.

Indiferent de tipul conteinerului, de categoria I sau II, funcție de radionuclidul conținut și activitatea sa, din punct de vedere la reglementărilor de transport [1], [2] ele se clasifică astfel :

— **colete de tip A** — constau din unul sau mai mulți recipienți, materiale absorbante, elemente de construcție, ecran de protecție contra radiațiilor și dispozitive anexe, împreună cu conținutul lor radioactiv a cărui radioactivitate este limitată la valoarea A_1 și care în condiții normale de transport sînt capabile de a evita orice pierdere sau dispersie a conținutului radioactiv și de a-și păstra în permanență funcția de ecranare ;
— **coletele de tip B (U)** — constau din unul sau mai mulți recipienți, materiale absorbante, elemente constructive, ecrane de protecție contra radiațiilor și dispozitive anexe, împreună cu conținutul lor radioactiv a cărui radioactivitate nu este limitată și care sînt capabile de a rezista atît condițiilor normale de transport, cît și în caz de accident de transport.

Tabelul 1 prezintă valorile A_1 pentru radionuclizii utilizați mai frecvent în gamagrafie [2].

Funcție de intensitatea radiațiilor la suprafața conteinerelor de gamagrafie pregătire pentru transport [1], [2] se disting trei categorii de transport :

— **categoria I — ALB,** dacă intensitatea radiațiilor emise de acest colet, în orice moment în timpul unui transport efectuat în condiții normale, nu depășește valoarea de 0,5 mrem/h, în nici un punct de pe suprafața exterioară a coletului ;

— **categoria II — GALBEN,** dacă intensitatea radiațiilor emise de acest colet este mai mare de 0,5 mrem/h, cu condiția ca intensitatea radiațiilor emise de colet, în orice moment și în condiți normale de transport, să nu depășească valoarea de 50 mrem/h, în nici un punct de pe suprafața exterioară a coletului, iar indicele de transport al coletului nu depășește valoarea 1 ;

— **categoria III — GALBEN,** dacă intensitatea radiațiilor emise de acest colet este mai mare de 50 mrem/h, sau indicele de transport depășește valoarea 1.

Tabelul 1

Simbolul radionuclidului	Elementul și numărul atomic	A_1 [Ci]	Activitatea specifică Ci/g
Tm^{170}	Tuliu (69)	300	$6{,}0 \times 10^3$
IR^{192}	Iridiu (67)	20	$9{,}1 \times 10^3$
Cs^{137}	Cesiu (55)	30	$9{,}8 \times 10^3$
Co^{60}	Cobalt (27)	7	$1{,}1 \times 10^3$
Ra^{226}	Radiu (88)	10	1,0

Pentru a corespunde condițiilor normale de transport modelul coletului trebuie să satisfacă probele de stropire cu apă, de cădere liberă (de la 1 ; 2 m), de compresiune și de penetrație.

Pentru a corespunde condițiilor în caz de accident de transport, pe lîngă probele anterioare mai trebuie îndeplinite probe mecanice (2 căderi succesive de la 9 m și de la 1 m), proba termică (800°C timp de 30 minute) și scufundare în apă (8 ore sub cel puțin 15 mm apă).

Pe lîngă aceste teste se mai execută încercări de coroziune, de vibrații, de rupere fragilă etc. [8]. Producătorul trebuie să demonstreze că posedă programe de control al calității pentru asigurarea reproductibilității metodelor de construcție utilizate. Se vor pune la dispoziția utilizatorului date referitoare la lucrările de verificare și întreținere ale conteinerului înaintea fiecărei utilizări și la intervale mai mari de timp. Se va specifica intervalul de timp la care se impun revizii periodice și înlocuirea unor piese cu fiabilitate scăzută.

Autoritatea națională competentă [2] a producătorului va atesta că modelul de colet satisface prescripțiile naționale atribuindu-i un indice care se prezintă sub forma generală următoare: indicativul 1 (număr) indicativul 2.

Primul indicativ este constituit din litere distincte reprezentînd indicativul țării care a eliberat certificatul, pentru circulația internațională a vehiculelor (de exemplu : R — pentru R. S. România) ;

Numărul este atribuit de autoritatea competentă, pentru modelul aprobat, fiind unic și specific (el va fi marcat și pe conteiner) ;

Al doilea indicativ este compus din una sau mai multe litere, după tipul certificatului eliberat (de exemplu : A — model de colet de tip A ; B (U) — model de colet de tip B(U) ; T — expediție etc.).

Majoritatea conteinerelor utilizate în instalațiile moderne de gamagrafie sînt de tipul B(U). Producătorul trebuie să ateste corespondența conteinerului cu prescripțiile referitoare la colete de tip B(U), să certifice că suprafața conteinerului nu prezintă urme de contaminare radioactivă pentru limitele prevăzute în norme [2] și să prezinte aprobarea dată pentru modelul respectiv de către autoritatea națională competentă.

Cerințe de securitate nucleară ale instalațiilor de gamagrafie

Normele internaționale [9] clasifică instalațiile de radiografie gama după mobilitatea conteinerelor, astfel :

— **clasa P** — conteiner portativ, conceput pentru a fi transportat de o singură persoană ;

— **clasa M** — conteiner mobil, dar neportabil, conceput pentru a fi deplasat de un dispozitiv potrivit prevăzut în acest scop ;

— **clasa F** — conteiner fix sau de mobilitate redusă la limitele unei anumite suprafețe de lucru.

Instalațiile de gamagrafie se construiesc astfel încît, fiind închise, în poziție de stocare și echipate cu sursa corespunzătoare încărcăturii maxime, debitul de expunere măsurat la suprafață, la 50 mm de suprafață și la 1 m de suprafață să nu depășească limitele de 200 mRem/h ; 50 mRem/h și respectiv 2 mRem/h, pentru instalațiile portabile și 200 mRem/h ; 100 mRem/h și 5 mRem/h pentru instalațiile mobile.

Toate instalațiile de gamagrafie trebuie să fie echipate cu dispozitive de securitate adecvate, care să asigure închiderea și sigilarea, cu dispozitiv de semnalizare a poziției sursei, cu dublarea dispozitivului de telecomandă în cazul comenzilor automatizate și cu dispozitiv de siguranță pentru operare neautorizată.

Instalațiile de gamagrafie se execută corespunzător și se testează pentru a demonstra calitățile impuse de norme pentru : portabilitate, mobilitate, vibrații, șoc, anduranță (50.000 de cicluri), torsiune, tracțiune și presare a telecomenzii, precum și rezistență la căderi accidentale.

Aceste probe sînt acceptate dacă, după trecerea lor, instalaţia rămîne în stare de funcţionare şi răspunde specificaţiilor tehnice iniţiale.

Fiecare instalaţie trebuie să fie marcată corespunzător [9] cu cel puţin următoarele date :

— simbol de bază pentru radiaţii ionizate ;
— inscripţia RADIOACTIV cu litere de cel puţin 10 mm înălţime ;
— încărcătura maximă cu indicarea radionuclidului şi activităţii sale în Bq sau Ci ;
— numărul autorizaţiei eliberate pentru instalaţia respectivă ;
— referirea la norma naţională (sau internaţională) [9] căreia îi corespunde instalaţia ;
— tipul, numărul de serie şi producătorul instalaţiei.

Instalaţiile livrate trebuie însoţite de cartea tehnică a lor, instrucţiuni de întreţinere şi exploatare şi certificate de calitate, care să ateste corespondenţa instalaţiei cu prevederile normelor naţionale sau internaţionale respective.

Instalaţiile de gamagrafie produse în ţară vor poseda o autorizaţie de securitate nucleară eliberată de Comitetul de Stat pentru Energia Nucleară, Ispecţia de Stat pentru Controlul Activităţilor Nucleare conform prevederilor legale [11], [12].

Se vor produce şi importa numai acele instalaţii de gamagrafie care corespund integral cerinţelor de securitate nucleară specificate, cuprinse în Normele naţionale [2], [12] şi/sau internaţionale [1], [9].

Securitatea nucleară pe timpul transportului

Normele naţionale [2] şi internaţionale [1] reglementează cerinţele impuse pentru transportul pe calea ferată [13], [14], transportul rutier [15], aerian [16] şi naval [17].

În aceste norme sînt cuprinse cerinţe şi prescripţii pe care trebuie să le îndeplinească vehiculele, coletele şi materialele radioactive, precum şi ambalajul, conţinutul neradioactiv al coletului, contaminarea suprafeţei coletului şi mijlocului de transport, marcarea şi etichetarea coletelor şi conteinerelor de transport, documentele de transport, expedierea, tranzitul şi depozitarea în tranzit, etichetele pentru vehicule, modul de realizare a încărcăturii, decontaminarea mijloacelor de transport, alte prevederi, accidente, vămi, limite de expunere etc.

Transportul instalaţiilor de gamagrafie poate fi efectuat numai de către transportatori autorizaţi de Comitetul de Stat pentru Energia Nucleară, conform prevederilor articolului şi articolului 11 din Legea nr. 61/1974.

Transportul aerian, naval şi pe calea ferată se poate face cu mijloace de transport specifice ale transportului, conform reglementărilor [2] în vigoare, fără a fi nevoie de amenajări speciale ale mijloacelor respective de transport.

Transportul rutier necesită, în plus, un vehicul special amenajat şi destinat acestui scop (transportul materialelor radioactive), care să posede autorizaţia autorităţii naţionale competente. Pentru instalaţiile de gamagrafie se amenajează un compartiment special în vehiculul destinat autolaboratorului radiografic, luîndu-se măsurile tehnice şi organizatorice prevăzute la articolele 120—122 şi articolele 207—212 din [2] şi la articolele 1304—1326 şi articolele 1334, 1383 din [18].

Probleme de radioprotecţie

Utilizarea instalaţiilor de gamagrafie trebuie făcută conform prevederilor legale [11], numai de către organizaţii socialiste posesoare a unei autorizaţii eliberate de C.S.E.N. în acest scop, în unităţi nucleare special amenajate şi organizate.

Problemele specifice de radioprotecţie în unităţile de gamadefectoscopie sînt clasificate în trei grupe : probleme tehnice, tehnologice şi organizatorice.

Cele trei categorii de probleme au drept scop eliminarea riscului de iradiere, reducerea timpului de expunere, protecţia personalului şi controlul expunerii profesionale.

Problemele tehnice principale se rezolvă prin utilizarea unor instalaţii de gamagrafie care posedă autorizaţii de securitate nucleară şi corespund prescripţiilor din capitolele anterioare, prin păstrarea instalaţiilor de gamagrafie în depozitele de surse radioactive amenajate corespunzător prevederilor normelor republicane de securitate nucleară [12], [20] ; prin utilizarea unor incinte special amenajate pentru gamagrafiere, complet închise cu sisteme adecvate de securitate şi semnalizare optico-acustică a expunerii, prin utilizarea unor protecţii permanente (colimatoare, obturatoare), sau a unor protecţii temporare (ecrane de protecţie mobile), şi prin utilizarea unor instrumente şi aparate de măsură şi avertizare adecvate (debitmetre de radiaţii, avertizoare cu semnalizare optică şi/sau sonoră a depăşirii unui anumit prag al debitului de radiaţii, dozimetre cu citire directă etc.).

Problemele tehnologice se realizează prin utilizarea metodei de control nedistructiv radiografic cu radioizotopii cei mai puţin toxici şi cu activitatea cea mai scăzută tehnico-economic raţional posibilă ; limitarea la minimum posibil a mişcărilor instalaţiilor de gamagrafie şi a manevrelor de scoatere a sursei

de radiații din conteinerul de protecție (a numărului de expuneri); reducerea intensității expunerii în exteriorul zonei controlate în timpul expunerii la un nivel sensibil inferior nivelului maxim admis de norme; menținerea intensității expunerii în zonele accesibile personalului neexpus profesional la un nivel inferior nivelului maxim admis pentru persoane din populație; alegerea tehnologiei de control gamagrafic care să permită respectarea tuturor acestor prescripții.

Problemele organizatorice ale unității nucleare de control gamagrafic sînt specificate în norme [12], [21] și constau în principal din: obținerea autorizațiilor de amplasare, construcție și funcționare a unității nucleare de gamagrafie conform prevederilor articolului 10 din Legea nr. 61/1974, după procedura de la articolele 26—32 din Normele Republicane de Securitate Nucleară; stabilirea unui regulament precis și detaliat al unității nucleare pe specificul activității desfășurate conform prevederilor articolului 25 din [12]; instruirea și atestarea operatorilor și a întregului personal al unității nucleare de gamagrafie conform prevederilor articolului 24 din [12] și [19]; ținerea unor evidențe stricte ale surselor de radiații conform prevederilor articolului 112 și articolului 114, precum și a celorlalte evidențe cerute de Normele Republicane de Radioprotecție; anunțarea și raportarea evenimentelor prevăzute în articolele 117, 118, 119 din Norme [21].

Radioprotecția profesională se realizează [21] prin: asigurarea mijloacelor de radioprotecție; controlul securității instalațiilor; controlul zonei; controlul individual; pregătirea profesională și luarea măsurilor de avertizare necesare.

De o deosebită importanță, sînt măsurile de revizie curentă și periodică a instalațiilor de gamagrafie, de întreținere și verificare a stării tehnice, conform recomandărilor producătorului. Respectarea cu strictețe a recomandărilor producătorului instalației, a măsurilor tehnice, tehnologice și organizatorice amintite, înlătură incidentele tehnice care duc la situații de urgență, care pot afecta securitatea instalației, a personalului, a populației sau a mediului înconjurător, cînd este necesară intervenția conform prevederilor articolelor 28 și 29 din Norme [2].

În cazul incidentelor sau accidentelor nucleare intervenite în practica utilizării instalațiilor de gamagrafie se va proceda conform prevederilor articolelor 30, 60, 61, 117, 118 și 119 din Norme [21].

Respectarea cerințelor de securitate nucleară impuse surselor de radiații nucleare, conteinerelor și instalațiilor de gamagrafie, precum și respectarea măsurilor de securitate nucleară în timpul transportului, stocării, depozitării, utilizării instalațiilor de gamagrafie asigură o calitate ridicată a controlului radiografic, o deplină siguranță în funcționarea instalațiilor și o protecție adecvată în radiografia industrială.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: Reglement de transport des matières radioactives, Edition revisée de 1978, AIEA, Vienne, 1973.

[2] * * *: Norme republicane de securitate nucleară pentru transportul materialelor radioactive, C.S.E.N., București, 1976.

[3] * * *: I.S.O. 1677, Sources radioactives scellées — Généralités.

[4] * * *: I.S.O. 2919, Sources radioactives scellées — Classification.

[5] * * *: NF — M 61—001 Sources scellées gamma pour radiographie industrielle.

[6] * * *: BS 5288: 1976, Sealed radioactive sources, Specification.

[7] * * *: NF—M 61—002, Classification des sources scellées radioactives.

[8] * * *: Directives pour l'application du règlement de transport de l'AIEA, AIEA, Vienne, 1974.

[9] * * *: I.S.O. 3999, Appareils de radiographie gamma — Specifications.

[10] * * *: NF — M 60—551, Appareils de radiographie gamma.

[11] * * *: Legea nr. 61/1974, Buletinul Oficial al R.S.R., partea I, nr. 1361 noiembrie, 1974.

[12] * * *: Norme republicane de securitate nucleară, Regimul de lucru cu surse de radiații nucleare, C.S.E.N., București, 1976.

[13] * * *: R.I.D. — Regulamentul internațional privind transportul mărfurilor periculoase pe căile ferate, M.T.Tc., 1978.

[14] * * *: Convenția privind traficul feroviar internațional de mărfuri (S.N.G.S.), tabela 10, Anexa 4, 1979.

[15] * * *: ADR — Acord européean relatif au transport international des marchandises dangereuses par route O.N.U., 1976.

[16] * * *: I.A.T.A. — Regulamentul internațional privind transportul aerian al mărfurilor periculoase.

[17] * * *: I.M.C.O. — Regulamentul internațional privind transportul naval al mărfurilor periculoase.

[18] * * *: Norme republicane de securitate nucleară de prevenire și stingere a incendiilor în domeniul nuclear, C.S.E.N., București, 1978.

[19] * * *: Instrucțiuni Tehnice, CR—5—77.

[20] * * *: Norme republicane de securitate nucleară pentru protecția fizică a materialelor nucleare, C.S.E.N., București, 1978.

[21] * * *: Norme republicane de radioprotecție, C.S.E.N., București, 1976.

CZ : 658.562 : 621.039

Radiografia cu neutroni utilizînd fascicule profilate de neutroni termici

Prof. dr. doc. şt. Dorel **BALLY**, fiz. Zaneli **GHEORGHIU**,
fiz. Doina **ŢETCU** — Institutul pentru Reactori Nucleari Energetici

Introducere

În radiografia cu neutroni, calitatea imaginilor obţinute într-o anumită metodă de lucru depinde de modul în care se realizează profilarea, spectrală şi spaţială, a fasciculului de neutroni incidenţi pe proba studiată.

Din punctul de vedere al energiei neutronilor utilizaţi pentru controlul radiografic, metodele folosite astăzi se împart în două mari categorii : cele ce folosesc neutronii termici şi cele în care se utilizează neutronii epitermici de rezonanţă sau rapizi. Cîmpul de utilizare pentru primele metode fiind sensibil mai extins decît pentru ultimele, în prezenta lucrare discuţia va fi limitată la radiografia cu neutroni termici.

În radiografia cu neutroni termici, ca regulă generală, profilarea spectrală a fasciculului de neutroni este lăsată în seama mediului moderator — moderatorul reactorului nuclear în cazul frecvent întîlnit astăzi, în care el este folosit ca sursă de radiaţii, sau un moderator de compoziţie şi formă, convenabil, alese, în cazul utilizării surselor radioactive sau acceleratoarelor. Experienţa acumulată în ultimii ani arată însă că extragerea din fasciculul de neutroni termici astfel obţinut a unei componente caracterizate printr-o anumită bandă spectrală, poate conduce la o îmbunătăţire sensibilă a contrastului imaginii radiografice [1]. În acest sens merită de remarcat, că neutronii subtermici s-au dovedit eficienţi pentru mărirea contrastului în localizarea zonelor „hidrogenate" prezente în interiorul oţelurilor [2] şi că, în general, fasciculele de neutroni cu un spectru mai moale decît cel obişnuit, termic, conduc la imagini ce permit corecte determinări de dimensiuni pentru obiectele cilindrice [3, 4], în timp ce neutronii cu un spectru mai dur sînt eficienţi în controlul obiectelor puternic absorbante pentru neutronii termici. Cu toate rezultatele pozitive amintite, problema profilării spectrale în neutronografia cu neutroni termici a fost numai sporadic abordată : atît aspectele metodice ale acestei probleme (înţelegînd prin aceasta identificarea modalităţilor experimentale de realizare a unei profilări spectrale eficiente în condiţiile defectoscopiei cu neutroni), cît şi cele fizice (care privesc stabilirea unor criterii de selectare a domeniului spectral pentru un anumit tip de investigaţii radiografice) rămîn, încă, să fie elucidate.

Pentru realizarea profilării spaţiale a fasciculului incident pe proba studiată, profilare ce influenţează rezoluţia geometrică a imaginilor obţinute, în radiografia cu neutroni s-au folosit în ultimii 10 ani atît colimatoare cu fante plan paralele (colimatoare Soller), cît şi colimatoare divergente. În practica actuală, reflectînd utilizarea preponderentă a acestor din urmă colimatoare, se obişnuieşte a se caracteriza formarea spaţială a fasciculului de neutroni prin raportul L/D (L — lungimea colimatorului ; D — diametrul fantei de intrare a fasciculului în colimator). În cazul colimatoarelor Soller, parametrul curent utilizat pentru caracterizarea funcţionalităţii lui este divergenţa orizontală, definită prin raportul d/L (d — distanţa ce separă două fante succesive ; L — lungimea calimatorului).

Obţinerea unei imagini radiografice, în care variaţiile de înnegrire să fie datorate exclusiv configuraţiei interne a obiectului studiat, presupune, din punctul de vedere al formării spaţiale a fasciculului de neutroni, cunoaşterea nu numai a distribuţiei „geometrice" a neutronilor transmişi de sistemul de formare, ci şi a distribuţiei de intensitate în planul de observare. Pentru colimatoarele divergente, parametrul L/D caracterizează, după ambele criterii, formarea spaţială a fasciculului de neutroni, numai în cazul particular al surselor izotrope şi de dimensiuni comparabile cu D ; pentru colimatoarele Soller, chiar dacă alături de parametrul d/L se introduce şi parametrul similar h/L, ce caracterizează divergenţa verticală a fasciculului transmis (h — înălţimea fantei), încă nu se realizează caracterizarea, după ambele criterii, a fasciculului transmis, decît pentru anumite geometrii particulare ale sistemului experimental. Se impune, aşadar, o reanalizare a factorilor fizici ce trebuie utilizaţi în vederea caracterizării sistemelor de profilare spaţială a fasciculelor de neutroni utilizate în radiografia cu neutroni termici.

Considerentele prezentate ne-au sugerat iniţierea unui studiu sistematic al influenţei compoziţiei spectrale a fasciculului de neu-

troni și al modului de formare spațială a acestui fascicul, asupra calităților (contrast și rezoluție geometrică) imaginilor defectoscopice. Primele rezultate ale acestui studiu sînt expuse în prezenta lucrare.

Metode experimentale

Profilarea spectrală a fasciculului de neutroni termici, produs de reactorul nuclear, a fost realizată în două moduri distincte prin principiul fizic al procedeului de profilare și prin banda spectrală separată.

Un prim mod a fost acela de separare, prin reflexie Bragg, a unui fascicul monocromatic de lungime de undă 1,15 Å ($E \sim 62{,}5$ me V). Pentru aceasta s-a utilizat un grup monocromator curent folosit în analiza structurală prin difracție de neutroni, căruia i s-au adaptat parametrii fizici caracteristici corespunzător scopului urmărit în prezenta lucrare. Astfel, cristalul monocromator (un monocristal de cupru orientat în poziția corespunzătoare reflexiei neutronilor pe planele 111, a fost încadrat de două colimatoare Soller, cu fante reglabile, unul introdus în canalul orizontal al reactorului, iar cel de al doilea în corpul de protecție al grupului monocromator. Profilarea spațială a fasciculului extras a fost variată în două moduri : prin modificarea divergențelor geometrice orizontale ale celor două colimatoare și prin transformarea celui de al doilea colimator (căruia i s-au eliminat în acest caz fantele) într-un canalizor cu fante de intrare și ieșire de dimensiuni variabile.

Un al doilea mod de profilare a fost acela de trecere a fasciculului de neutroni printr-un filtru monocristalin, care asigură transmisia unui fascicul al cărui spectru este semnificativ mai moale decît cel al fasciculului incident. În acest scop, într-un canal orizontal al reactorului a fost introdus un bloc monocristalin de bismut cu dimensiunile 40 x 50 x 600 mm^3. Pentru a putea profila în continuare fasciculul de neutroni astfel obținut, axial cu filtrul monocristalin, a fost montat un monocromator mecanic cu fante helicoidale, care, în funcție de viteza lui de rotație, a asigurat transmisia numai a neutronilor ale căror lungimi de undă medii au putut fi variate între 3 Å și 8 Å (9 me V $\gtrsim E \gtrsim$ 1,3 me V). Posibilitățile de variere a profilării spațiale a fasciculului de neutroni au fost limitate în acest sistem experimental, numai la varianta de lucru fără monocromator mecanic. Modificarea distanței filtru monocristalin — probă studiată și introducerea pe această distanță a unor canalizoare cu fante variabile au constituit procedeele de relizare a modificării distribuției spațiale a neutronilor incidenți pe proba studiată.

În ambele sisteme experimentale realizate, se asigură o reducere apreciabilă la nivelul sistemului de observație, atît a fondului de neutroni „neutili" (neutroni epicadmici, de rezonanță sau rapizi), cît și a fondului de raze gama. În primul sistem experimental radiațiile amintite emergente din canalul reactorului și care nu sînt împrăștiate pe componentele constructive ale sistemului experimental, sînt absorbite într-o bară de cupru (diam. : 80 mm, lungime : 500 mm) orientată pe axul fasciculului incident și introdusă, după monocristalul de cupru, în corpul de protecție al monocromatorului. În modul acesta, la planul de observație, ajunge numai o fracțiune a neutronilor „neutili" și a fotonilor gama ce fiind împrăștiați se propagă în unghiul solid definit de contururile geometrice ale canalului de extragere a fasciculului util de neutroni. În cel de al doilea sistem experimental, filtrul de bismut prin proprietățile de material și prin dimensiunile blocului introdus în fascicul, constituie un puternic absorbant pentru neturonii „neutili" și pentru razele gama.

În defectoscopia cu neturoni, imaginea radiografică nu este provocată nemijlocit de neutroni ci de radiațiile ionizante pe care le emite un eran convertor ce recepționează fasciculul de neutroni transmis de obiectul studiat. Rezultatele descrise în prezenta lucrare au fost obținute folosind metoda directă, în care, fasciculul de neutroni după ce a străbătut obiectul supus observației, întîlnește „sistemul de detecție" constituit din filmul fotografic și ecranul convertor. Ca materiale pentru ecranele convertoare am folosit oxidul de gadoliniu și cadmiul. Ecranele de oxid de gadoliniu au fost obținute prin depunerea pe un suport plan, a unei suspensii de oxid, granulația pulberii oxidice fiind de ordinul 1μ. Evident, din punctul de vedere al proprietăților convertoare, numai gadoliniul este „material activ" (^{155}Gd, cu abundența 14,9% are o secțiune eficace de 61.000 barni iar ^{157}Gd, cu abundența 15,7%, are o secțiune de 254.000 barni). Utilizarea oxidului de gadoliniu în locul gadoliniului metalic a fost justificată numai de posibilitatea realizării, în condiții de laborator, a unor ecrane convertoare omogene, cu granulația suficient de fină și de grosimi convenabile. Ecranele convertoare de cadmiu au fost obținute prin depunerea electrochimică, pe un suport plan de fier, a unor straturi de circa 30 μ grosime.

Pentru înregistrarea imaginilor s-au folosit filme Kodak dublu strat de mai multe tipuri, rezultatele optime fiind obținute cu tipul A 2.

Filmul, împreună cu ecranul convertor, a fost închis într-o casetă fotografică convențională ce a fost așezată imediat în spatele obiectului studiat, normal axului fasciculului util de neutroni.

Rezultate obținute

Pentru a putea aprecia eficiența metodelor de lucru elaborate, s-au ales trei categorii de obiecte, spre a fi supuse controlului defectoscopic :

— obiecte cu structură constructivă complexă și constituite din materiale ce interacționează puternic diferit cu neutronii termici ; s-au obținut, astfel, imaginile defectoscopice ale unei fișe BNC pentru conexiuni electronice și unei fișe banană, ambele obiecte avînd constructiv mai multe filetări interioare și mai multe perforări cu diametre diferite și fiind constituite din materiale hidrogenate (hidrogenul are o secțiune eficace de absorbție reală pentru neutronii de lungime de undă cca. 1 Å, de 0,19 barni și o secțiune eficace de împrăștiere de 81,5 barni) și din cupru și alamă (secțiunile corespunzătoare de absorbție reală sînt în acest caz între 0,6 și 2,2 barni iar cele de împrăștiere între 4,2 și 8,5 barni) :

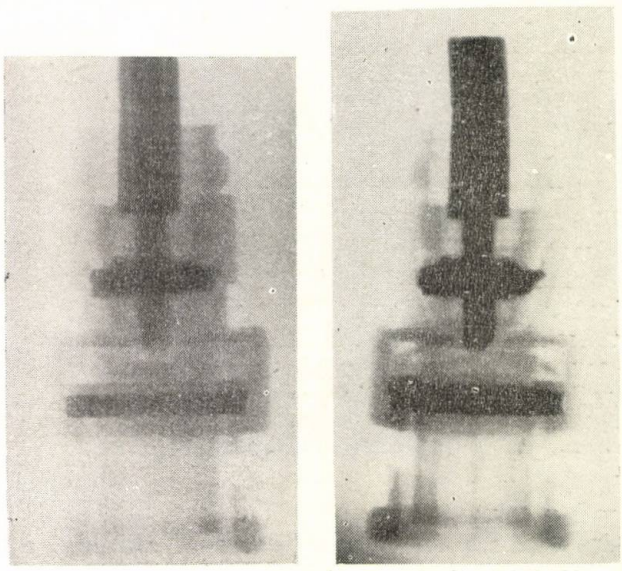
— obiecte cu structură constructivă simplă, dar constituite din materiale ce interacționează puternic diferit cu neutronii termici ; s-au obținut, astfel, imaginile unei pastile de oxid de uraniu cu diametrul 15 mm inclusă într-o țeavă de zirconiu cu grosimea peretelui de 0,3 mm (secțiunile eficace de absorbție reală pentru uraniu și zirconiu, la aceeași energie a neutronilor, sînt 2,1 și respectiv 0,1 barni, iar secțiunile eficace de împrăștiere sînt comparabile : 10 respectiv 6,3 barni) ;

— obiecte cu structura constructivă simplă și constituite din materiale ce interacționează în moduri comparabile cu fasciculul de neutroni ; s-au obținut, astfel, imaginile defectoscopice ale unei suduri între două plăci de oțel din același material.

Calitatea imaginilor obținute, atît din punctul de vedere al contrastului cît și al rezoluției geometrice, poate fi — desigur — apreciată vizual. Actualmente însă există un standard pentru determinarea calității imaginilor obținute în defectoscopia cu neutroni termici, elaborat de către **ASTM** [5] ; el cuprinde un indicator de „puritate" a fasciculului de radiații incident pe probă și un indicator de sensibilitate. Dat fiind că în etapa actuală, a studiului întreprins, nu a existat posibilitatea de a realiza indicatorii recomandați ; pentru a putea, totuși, aprecia obiectiv măcar calitatea fasciculului incident pe proba studiată, într-un sens apropiat celuia adoptat în norma ASTM, a fost experimentat un indicator de „puritate" a fasciculului, realizat din pulbere de bor de granulație suficient de mică (de ordinul micronilor), înglobată în araldit, și în care s-au realizat perforări (unele ecranate cu plumb), analoage celora indicate în norma amintită. Indicatorii experimentali astfel realizați au constituit ultima categorie de obiecte expuse fasciculelor de radiații.

Toate imaginile au fost obținute în condițiile în care raportul flux neutroni termici / doză de radiații gama a fost de aproximativ 4×10^6 neutroni/cm², mR la sistemul experimental, în care era utilizat un grup monocromator și mai mare de 8×10^6 la cel de al doilea sistem experimental. In ceea ce privește raportul flux de neutroni termici/flux de neutroni „neutili", el a fost de aproximativ 80 în cazul primului sistem experimental și de aproximativ 200 în cazul celui de al doilea. Fluxul de neutroni utili, la nivelul probei studiate a fost de circa 2×10^6 neutroni/cm², s. în primul caz și de aproximativ 10^5 neutroni/cm², s. în al doilea caz (înaintea monocromatorului mecanic).

În figurile Ia, Ib, Ic sînt reprezentate pentru fișa BNC imaginile obținute cu primul sistem experimental, cu cel de al doilea fără monocromator și în sfîrșit, cu cel de al doilea și cu monocromator, la o viteză de rotație a acestuia de 2550 rot./minut, ceea ce corespunde unei benzi spectrale transmise, centrate în jurul unei valori a energiei neutronilor de aproximativ 8 meV. Imaginile prezentate, semnificative pentru întreg ansamblul de rezultate obținute, demonstrează eficiența utilizării neutronilor de foarte joasă energie în controlul defectoscopic. Din compararea timpilor de expunere și a aspectului imaginilor



a *b*

Fig 1

obținute, se desprind **două concluzii** de asemenea verificate de întreg ansamblul rezultatelor noastre și anume : **profilarea spectrală**

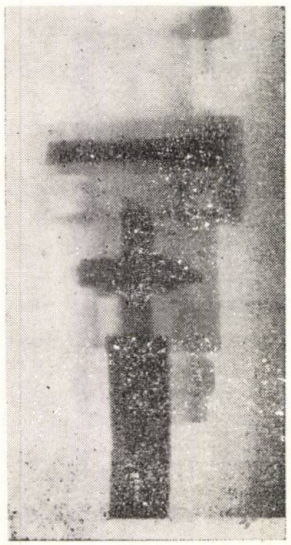


Fig. 1 *c*

judicioasă în domeniul energiilor mici a fasciculului de neutroni asigură condițiile obținerii unor imagini de bună calitate, într-un timp cu totul rezonabil (11 în cazul imaginii

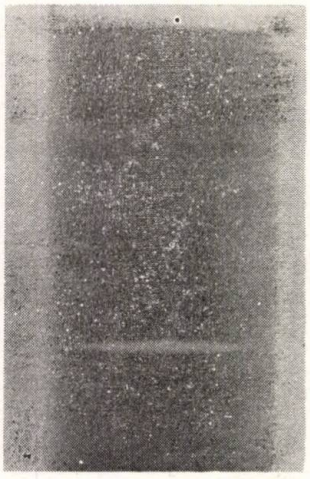


Fig. 2

din fig. 1b) cu toată reducerea fluxului de neutroni utili, inerentă profilării operate ; profilarea spectrală în continuare, cu scăderea corespunzătoare a fluxului de neutroni utili, atrage după sine însă o creștere apreciabilă a timpilor de expunere (1h 16' pentru imaginea reprezentată în fig. 1c) care nu mai este justificată de o îmbunătățire reală a imaginii.

În figura 2 este reprezentată imaginea defectoscopică a pastilei de oxid de uraniu, obținută cu primul sistem experimental. Rezultatul obținut indică eficiența utilizării neutronilor de mai mare energie în cazul controlului obiectelor cu grad mare de opacitate pentru neutroni și posibilitatea de a releva printr-o convenabilă profilare spațială a fasciculului de

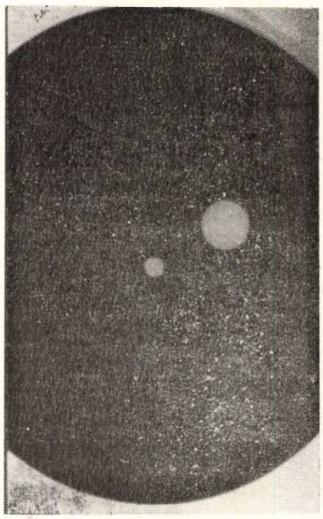


Fig. 3

neutroni și materialele relativ transparente pentru neutroni, prezente în obiectul studiat (corpul țevii de zirconiu).

În sfîrșit, în figura 3 este reprezentată imaginea obținută cu unul din indicatorii experimentali realizați și care exemplifică netitatea contururilor perforărilor executate, suporți ai diferitelor componente ale indicatorului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Barton, J.P.:* „Neutron Radiography. An overview" în „Practical applications of neutron radiography". Edtor ; H. Berger ASTM, STP 586, Philadelphia, 1976.
[2] *Barton, J.P.:* Brit. Jour. Appl. Phys. 16-1833-1965
[3] *Cutforth, D.C.:* Nuclear Technology, 18-67-1973
[4] *Thaler, L.A.:* Materials Evaluation, 32-57-1974
[5] * * * ASTM E-545-75

CZ : 658.562

Metoda de evaluare a rugozității suprafețelor folosind corecția de transfer ultrasonic

Prof. dr. ing. Dolphi **DRIMER**, ing. Vlad **NEGULESCU**, ing. M. **VOICU** — Institutul Politehnic — București

Se știe că pentru a se obține o evaluare cît mai corectă a dimensiunilor defectului echivalent, este necesar (atunci cînd se folosește ca ecou de referință ecoul provenit de la un bloc de calibrare) să se ia în considerație corecția de transfer T_k.

Corecția de transfer (T_k) reprezintă valoarea, în decibeli, cu care se va ajusta ecoul de referință, ținîndu-se cont — în acest fel — de starea suprafeței piesei ce se controlează.

Este evident că între suprafața îngrijit prelucrată a blocului de calibrare și suprafața piesei ce trebuie controlată există diferențe relativ mari de rugozitate ce se vor manifesta indirect în valoarea amplitudinii ecoului de perete.

Corecția de transfer are valori importante, în special în cazul controlului cu unde transversale, folosind palpatoare unghiulare. Pentru același ansamblu bloc de calibrare — piesă de controlat, valoarea corecției de transfer T_k va crește cu frecvența folosită.

Metoda de determinare a corecției de transfer T_k se bazează pe evaluarea, în decibeli, a amplitudinii primului ecou, prin transmisie directă, folosind două palpatoare unghiulare de același tip. Efectuînd această determinare atît pe blocul de calibrare cît și pe piesa în cauză și avînd la dispoziție diagrama AVG a tipului de palpator folosit, se determină imediat corecția T_k. În cazul în care există și diferența de factor de atenuare între blocul de calibrare și piesa de controlat, se va corecta factorul T_k cu ponderea corespunzătoare atenuării.

În prezenta lucrare se abordează problema inversă și anume dacă este posibil să se determine rugozitatea unei piese, în mod indirect, prin măsurarea corecției de transfer față de o piesă etalon.

În vederea acestui studiu s-au confecționat un număr de 6 epruvete din oțel carbon **OL 37** cu forma și dimensiunile conform figurii 1.

Epruvetelor respective li s-au realizat, prin prelucrare, diferite grade de rugozitate. Rugozitatea R_a (conform *STAS 5730/2—75*) a fost determinată pentru fiecare piesă în parte fo-

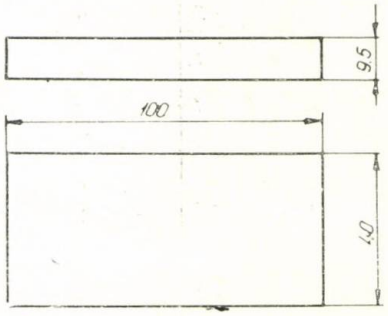


Fig. 1

losind un microscop dublu *Linnik-Schmaltz* produs de firma *Karl-Zeiss-Jena*. Rezultatele determinărilor sînt cuprinse în tabelul 1.

Tabelul 1

Epruveta număr	1	2	3	4	5	6
$R_a(\mu m)$	0,8	9,5	2	8,32	28,9	0,6

Întrucît pisele au aceeași geometrie și sînt confecționate din același material, factorul de corecție T_k se determină direct prin citirea amplificării necesare obținerii primului ecou prin transmisia directă astfel încît aceasta să aibă amplitudinea egală cu 3/5 din înălțimea ecranului.

Tabelul 2

Epruveta număr	A 3/5 (dB)	T_k față de epruveta 6 (dB)
1	12	0,5
2	18	6,5
3	14	2,5
4	16	4,5
5	25,5	14
6	11,5	0

Pentru determinările experimentale s-a folosit un defectoscop tip **USL 32** produs de firma **Krautkrämer.** Palpatoarele utilizate au fost de tipul **MWB-45-N4.** Pentru cuplaj s-a folosit glicerină. Rezultatele determinărilor sînt concentrate în tabelul 2.

În figura 2 se prezintă curba care exprimă dependența $R_a = f(T_k)$.
În continuare, va trebui studiată influența naturii materialului și a unei serii de alți parametri, în vederea punerii la punct a unei metode rapide, nedistructive, bazată pe evaluarea lui T_k, pentru determinarea rugozității.

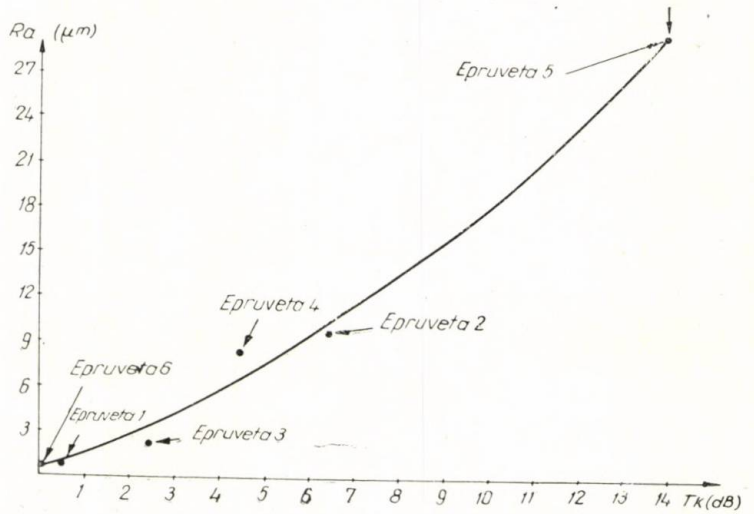


Fig. 2

CZ : 658.562 : 621.4

Determinarea prin metode nedistructive a dimensiunii medii a grăuntelui metalurgic al materialelor utilizate în fabricația unor repere de motoare termice

Fiz. Adina **KRONER,** fiz. Maria **IANCU,** ing. Cornel **SĂBĂU** — I.N.M.T. — București

Introducere

Controlul nedistructiv cu ultrasunete a cunoscut o dezvoltare deosebită în ultimele trei decenii, impusă de cerințele deosebit de mari în ceea ce privește calitatea proceselor tehnologice de elaborare.

Un domeniu, cu totul nou, de aplicare a controlului nedistructiv cu ultrasunete este acela al controlului proprietăților materialelor cu ajutorul măsurărilor de atenuare ultrasonică, sau prin determinarea vitezei undelor ultrasonice. Prin măsurarea atenuării ultrasonice se pot determina caracteristici ale diferitelor tipuri de aliaje, dimensiunea de cristalizare, dimensiunea granulelor în structura oțelurilor. De asemenea, se poate efectua controlul tratamentelor termice ale oțelurilor sau fontelor, determinarea orientării granulelor la oțeluri transformate, distingerea diferitelor microstructuri de oțel.

Diversele lucrări din literatura de specialitate dedicate cercetării structurii aliajelor metalice cu ajutorul ultrasunetelor, arată că pînă în prezent nu a putut fi găsită o corelație teoretică „coeficient de atenuare — dimensiunea medie a grăuntelui metalurgic" cu o valabilitate generală. Există, în schimb, o serie de curbe experimentale valabile numai pentru materialul considerat și în condiții date (compoziție chimică, tratament termic, dimensiune, configurație și un anumit domeniu de frecvență).

Lucrarea de față are ca obiect sesizarea și implicit evaluarea variațiilor de dimensiune medie de grăunte, introdus de diferite regimuri de tratamente termice, prin măsurarea coeficientului de atenuare ultrasonoră.

Prin evaluarea coeficientului de atenuare ultrasonoră pe specimene cu dimensiune medie de grăunte (în prealabil stabilită prin metode metalografice), se vor putea face observații cu privire la stabilirea domeniului optim al temperaturilor de tratamente termice, controlabil din punctul de vedere al măsurărilor de coeficient de atenuare. Pe de altă patre, se vor putea întocmi diagrame coeficient de atenuare — dimensiune medie de grăunte, care vor permite determinarea nedistructivă a dimensiunii medii de grăunte pentru oțelurile în discuție și condițiile date. În vederea obținerii unor diagrame care să potă fi folosite ca abace pentru evaluarea nedistructivă a dimensiunii medii de grăunte, a fost urmărit următorul program experimental :

— metodica de evaluare a coeficientului de atenuare ultrosonoră ;
— tratamente termice de variere a dimensiunii medii de grăunte, aplicate specimenelor experimentale ; evaluarea metalografică a dimensiunilor medii de grăunte obținute și implicit evaluarea valorilor de atenuare ultrasonore, corespunzătoare ;
— diagrame caracteristice „coeficient de atenuare — dimensiune medie de grăunte" ; verificarea statistică a ipotezelor și rezultatelor experimentale.

Metodica de evaluare a coeficientului de atenuare ultrasonoră

Studiul propagării ultrasunetelor în medii reale a condus la concluzia că ultrasunetele suferă o atenuare nu numai în virtutea fenomenului de difracție, ci și datorită fenomenelor de împrăștiere și absorbție. În urma cercetărilor efectuate pentru explicarea fenomenului de atenuare, s-a ajuns la definirea unei caracteristici, care reprezintă pierderile de presiune acustică pe unitatea de lungime — coeficientul de atenuare ultrasonoră α.

Astfel, coeficientul de atenuare este definit de relația :

$$\alpha = \frac{1}{x_2 - x_1} \, 20 \log \frac{U(x_1)}{U(x_2)} \quad [\text{dB/cm}], \text{ unde :} \tag{1}$$

— X_1 și X_2 sînt distanțele pe direcția de propagare a undei, a celor două puncte, care interesează ;
— $U(x_1)$ și $U(x_2)$ sînt amplitudinile undelor ultrasonice în cele două puncte.

Știut fiind faptul că în cazul sistemelor electronice lineare, de punere în evidență a atenuării, semnalele electrice recepționate pentru diferite distanțe pot fi considerate proporționale cu amplitudinile în punctele repective, relația de definire a coeficientului de atenuare α (1) devine :

$$\alpha = \frac{1}{x_2 - x_1} \, 20 \log \frac{h_1}{h_2}, \tag{2}$$

unde h_1 și h_2 sînt înălțimile ecourilor la distanțele de x_1 respectiv x_2. Deci pentru un material de grosime d atenuarea este :

$$\alpha = \frac{1}{2d} \, 20 \log \frac{h_1}{h_2} \tag{2'}$$

Această metodă de determinare a atenuării ultrasonice este cunoscută sub numele de metoda ecourilor multiple.

Cercetările experimentale, efectuate de Manson și Skimin în medii policristaline, în speță aliaje metalice, au condus la o exprimare a atenuării ultrasonice de forma :

$$\alpha = \alpha_a + \alpha_d, \tag{3}$$

unde :

— $\alpha_a = f(\nu)$ reprezintă atenuarea datorită absorbției ;
— α_d = reprezintă atenuarea datorită împrăștierii, pendinte de mărimea de grăunte, anizotropie și neomogenități structurale.

Dat fiind faptul că atenuarea undelor ultrasonice în propagarea lor într-un mediu este determinată atît de pierderile cu semnificație fizică esențială (împrăștiere, absorbție), cît și de pierderile aparente introduse de tehnica de măsurare a atenuării (fenomene de difracție, cuplare, starea suprafețelor, neparalelismul suprafețelor), pentru asigurarea unor măsurări cît mai precise a coeficientului de atenuare, trebuie luate măsuri atît în ceea ce privește tehnica de încercare, cît și în privința evaluării, a atenuării corectate prin calcularea pierderilor datorate difracției.

Măsurările de coeficient de atenuare ultrasonoră s-au efectuat cu ajutorul instalației **Krautkramer,** de tip **USIP 11, Fot 2** și un înregistrator **SRM — 2.** Pentru eliminarea pierderilor datorate cuplării, s-a folosit un dispozitiv de cuplare a traductorului pe epruvetă, dispozitiv care asigură o presiune de apăsare a traductorului pe epruvetă constantă și suficient de ridicată (fig. 1). S-a utilizat metoda ecourilor multiple ale unor impulsuri ultrasonice de înaltă frecvență, emise și recepționate de același palpator prin contact direct, în cîmp apropiat. Obiectele de cercetat au fost epruvetele confecționate din **OLC 45, 33 Mo C 11** și **18 M C 10** [1], de dimensiuni 70 x 70 x 10 mm.

[1]) Materialele au fost alese funcție de utilizarea lor în fabricația de motoare termice și de tendința de creștere a granulației austenitice în condiții de tratamente termice.

În vederea obținerii unor informații despre specimenele (epruvete) necesare cercetării, s-au efectuat următoarele operații pregătitoare :

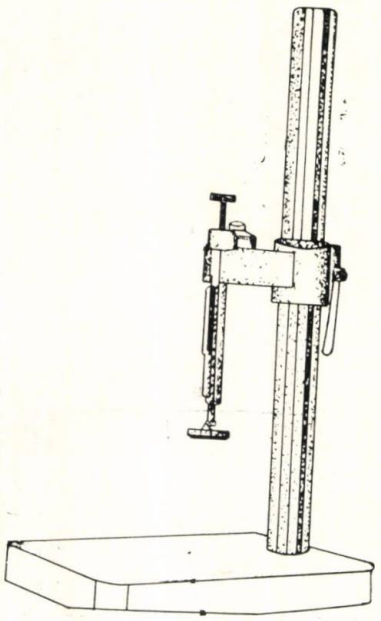


Fig. 1

1) determinarea compoziției chimice pentru fiecare material din barele din care se prelevează epruvetele, în vederea determinării punctului critic AC_3 pentru fiecare material ;

2) controlul nedistructiv al barelor, în vederea folosirii de materiale sănătoase ;

3) analiza macro și microscopică a epruvetelor prelevate în vederea obținerii pe de o parte a repartiției incluziunilor nemetalice, iar pe de altă parte a determinării structurii metalurgice ;

4) experimentări pentru stabilirea pierderilor datorate mediului cuplant, pe de o parte, și a stării suprafețelor pe de altă parte stabilindu-se că aportul pierderilor datorită stării suprafețelor în domeniul $R_a = 0{,}8—3{,}2$ μm este neglijabil ;

5) studiul variației coeficientului de atenuare pentru fiecare material, funcție de frecvența piezoelementelor folosite, cu care ocazie s-a ajuns la concluzia că rezultatele valabile sînt cele obținute pentru frecvențele 4,6 și 15 MHz ;

6) determinări ale coeficientului de atenuare α pentru fiecare epruvetă. Valorile măsurate ale atenuării au fost corectate prin scăderea aportului pierderilor datorate difracției.

Atenuarea datorită difracției s-a calculat folosindu-se curba stabilită de Truell pentru variația presiunii în pierderi față de amplitudinea inițială în funcție de distanța pe axă de la sursă, măsurată în unități a^2/λ (fig. 2).

Din curbă, pentru dimensiunile mici ale epruvetelor luate în cercetare, maximul de difracție convenabil a fost ales cel corespunzător distanței 1,05 a^2/λ. Atenuarea datorită difracției este :

$$\alpha_d = \frac{1{,}8}{1{,}05a^2} \quad [\text{dB/cm}]$$

$$\alpha_d = 1{,}7\,\frac{V}{a^2\nu} \quad [\text{dB/cm}]$$

Tabelul 1

OLC 45														
800 °C			850 °C			900 °C			950 °C			1000 °C		
Marcare	d μm	α dB/cm	Marcare	d μm	α dB/cm	Marcare	d μm	α dB/cm	Marcare	d μm	α dB/cm	Marcare	d μm	α dB/cm
M_1	20	0,7	M_7	21	0,82	M_6	28	1,05	M_{15}	36	1,4	M_{21}	42	1,5
M_2	20	0,75	M_9	24	0,95	M_{11}	30	1,15	M_{16}	34	1,27	M_{23}	41	1,54
M_3	21	0,75	M_{10}	25	1,0	M_{12}	28	1,0	M_{17}	37	1,48	M_{25}	39	1,5
M_4	19	0,7	M_{19}	24	1,0	M_{13}	32	1,2	M_{18}	36	1,43	M_{29}	43	1,58
M_5	19	0,62	M_{20}	23	0,9	M_{14}	31	1,1	M_8	37	1,45	M_{22}	42	1,6

Tabelul 2

33 Mo C_{11}														
800 °C			850 °C			900 °C			950 °C			1000°C		
Marcare	d μm	α dB/cm	Marcare	d μm	α dB/cm	Marcare	d μm	α dB/cm	Marcare	d μm	α dB/cm	Marcare	d μm	α dB/cm
O_1	18	0,4	O_6	22	0,7	O_{14}	28	1,02	O_{12}	36	1,22	O_{36}	37	1,42
O_2	18	0,44	O_9	22	0,68	O_{15}	28	0,95	O_{10}	34	1,2	O_{40}	41	1,37
O_3	19	0,49	O_7	23	0,59	O_{16}	24	0,82	O_{13}	33	1,25	O_{33}	37	1,35
O_4	18	0,45	O_8	22	0,5	O_{17}	26	0,95	O_{19}	35	1,3	O_{35}	39	1,4
O_5	18	0,42	O_{11}	24	0,7	O_{18}	25	0,9	O_{21}	33	1,2	O_{30}	40	1,42

Cercetarea variațiilor coeficientului de atenuare pe specimene cu dimensiune medie de grăunte variabilă

Metoda utilizată de punere în evidență și variere a mărimii de grăunte austenitic, a fost metoda oxidării. Parametrii utilizați au fost :

— domeniul de temperatură [800—1150°C, în trepte de 50°C ;
— numărul epruvetelor supuse la fiecare regim de temperatură (5 bucăți din fiecare material) ;
— timpul de menținere la temperatură (3 ore) ;
— timpul de oxidare (30—40 secunde în aer cald) ;
— răcire în apă.

S-au efectuat determinări metalografice ale dimensiunilor medii de grăunte, astfel obținute.

În urma determinărilor metalografice a dimensiunii medii de grăunte, s-a constatat că oțelul **18 MC 10** este insensibil la varierea mărimii de grăunte ; în domeniul 850—1050°C prezentînd valori ale dimensiunii medii de grăunte cuprinse între 15—22 μm (scară **STAS** 9 și 8), pentru ca la 1150°C să crească brusc la o mărime medie de grăunte de 80—100 μm

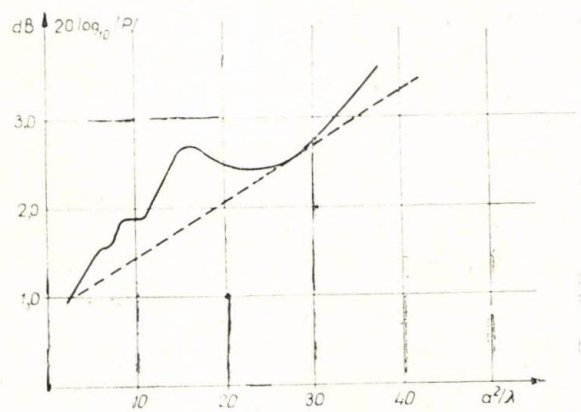


Fig. 2

(scară **STAS 3** și **4**), prezentînd totodată tendință puternică la fisurare, fapt ce a condus la excluderea acestui oțel din cadrul cercetării.

De asemenea, pentru oțelurile **OLC 45** și **Mo C 11,** la temperatura de 1050°C, s-a observat apariția unor fisuri intercristaline (apariție progresivă cu creșterea temperaturii), constatare care a determinat excluderea epruvetelor corespunzătoare temperaturilor 1050—1150°C, din cadrul cercetării.

Pentru măsurările ultrasonice care s-au efectuat pe epruvetele tratate termic s-a utilizat metoda ecourilor multiple palpator de 4 MHz și un diametru al cristalului de 24 mm. Determinările au fost efectuate în condițiile de menținere constantă a amplificării aparatului, precum și ale apăsării.

Valorile măsurate au fost corectate prin scăderea pierderilor datorită difracției. Valorile corectate ale coeficientului de atenuare obținute în urma măsurărilor, precum și dimensiunile medii de grăunte corespunzătoare

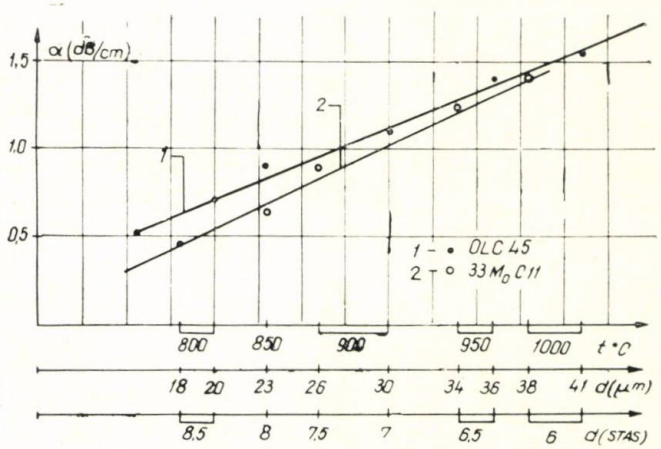


Fig. 3

sînt redate în tabelele 1 și 2. În figura 3 este ilustrată grafic variația coeficientului de atenuare în funcție de mărimea de grăunte obținută la temperaturile alese, exprimate în μm și după scara **STAS.** Valorile dimensiunii medii de grăunte, cît și valorile coeficientului de atenuare folosite în grafic sînt obținute în urma prelucrării statistice a datelor, reprezentînd valorile medii ponderate pentru fiecare regim de temperatură.

Oscilogramele caracteristice, obținute la aceeași amplificare a aparatului pentru epruvete corespunzătoare diferitelor regimuri de temperatură, au prezentat modificări ale decrementului ecourilor, modificări explicate prin structura metalurgică diferită a oțelului epruvetelor.

Valorile mai mici de atenuare obținute pentru oțelul **33 Mo C 11** față de valorile obținute pentru oțelul **OLC 45** s-ar datora, pe de o parte, structurii ferito-perlitice a oțelului 33 Mo C 11 în aceeași stare, iar pe de altă parte, în urma tratamentelor termice, structura de călire a oțelului **OLC 45** prezintă o rețea continuă de ferită, mult mai mare decît a oțelului **33 MoC 11** în aceeași stare.

Verificarea statistică a ipotezei cercetării

Valabilitatea graficelor stabilite „coeficient de atenuare — mărime medie de grăunte" s-a testat statistic, testare care a constat, de fapt, în verificarea ipotezei pe baza căreia s-a făcut cercetarea — dependența coeficientului de atenuare de mărimea de grăunte, deci implicit de regimul de temperatură.

Tehnica folosită pentru verificarea ipotezei statistice a fost modelul de analiză dispersională bifactorială. Astfel s-a urmărit efectul a cinci regimuri de temperatură diferită, aplicate asupra epruvetelor grupate în cinci loturi de cîte cinci epruvete. Atît efectele loturilor cît și efectele tratamentelor termice s-au verificat cu o probabilitate a erorii $\alpha = 0{,}05$.

Pentru verificarea ipotezei s-a folosit criteriul F. Comparînd valorile tabelare ale criteriului F cu valorile calculate ale variabilei aleatoare corespunzătoare loturilor, s-a constatat că valoarea tabelară este mult mai mare decît cea calculată, ceea ce a condus la concluzia că din punct de vedere statistic nu există deosebiri între loturi. Dat fiind că valoarea calculată a variabilei aleatoare F, corespunzătoare tratamentelor termice, este mai mare decît valoarea tabelară, se concluzionează că ,din punct de vedere statistic, regimurile de tratament termic asigură modificări ale coeficientului de atenuare. Deci, se poate accepta că regimurile de tratament termic produc variații ale coeficientului de atenuare.

Concluzii

Lucrarea a arătat că prin măsurarea coeficientului de atenuare ultrasonoră, pot fi diferențiate structuri prezentînd mărimi de grăunte diferite, diferențiere calitativă și, în cazuri particulare, cantitativă. Cu toate că s-a găsit o metodă de apreciere și aplicare a corecțiilor necesare pentru eliminarea erorilor sistematice datorate difracției, este necesară aplicarea unor corecții legate de modificările structurale ce apar odată cu aplicarea tratamentelor termice, observație apărută din interpretarea rezultatelor experimentale obținute. Metoda de determinare nedistructivă a mărimii medii de grăunte, prin intermediul ultrasunetelor, se poate aplica în cadrul controalelor uzinale, asupra pieselor conforme cu restricțiile impuse de metodă (grosime mică, fețe planparalele), cu o sensibilitate acoperitoare pentru toleranța impusă de mărimea convențională a dimensiunii medii de grăunte conform STAS.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Krautkrämer, J. și H.:* Werkstoffprüfung mit Ultraschall. Springer — Verlag, Berlin, 1975.

[2] *Fay, B.:* Gefügebestimmung mit Utraschall. V.D.I. — Verlag, 1973.

[3] *Făcăoaru, I.:* Măsuri și control cu ultrasunete. Ed. tehnică, 1965.

[4] *Yvens, G.:* Eine Methode zur Messung der Schwächung von Schallimpulsen in Stahl. Springer — Verlag, 1972.

[5] *Nazarov, S. T.:* Defectoscopia nedistructivă a materialelor. Ed. tehnică, 1967.

[6] *Onicescu, O., Ștefănescu:* Elemente de statistică informațională cu aplicații. Ed. tehnică, 1979.

[7] *Cincu, G. Craiu, V.:* Teoria estimației și verificarea ipotezelor statistice. Ed. Didactică și pedagogică, București, 1968.

[8] *Sachs, L.:* Statistiche Auswertungsmethoden, Springer Verlag, Berlin, 1972.

CZ : 658.562 : 621.793

Un sistem simplu de punte pentru evaluarea indicațiilor în controlul prin curenți turbionari ai acoperirilor

Ing. Vlad **NEGULESCU**, ing. Florin **UDRESCU** — Institutul Politehnic — București

Introducere

Într-o lucrare mai veche (1), au fost prezentate principalele modalități de evaluare nedistructivă a grosimii straturilor de acoperire precum și unele aparate realizate de autori în acest domeniu. În lucrarea de față se va insista asupra funcționării punții ce transformă variația de impedanță în semnal electric.

Aparat pentru măsurarea grosimii straturilor neferomagnetice depuse de material de bază feromagnetic

Schema bloc a aparatului este prezentată în figura 1.

Traductorul este constituit dintr-un solenoid cu miez de ferită de tip cală. Apropierea de

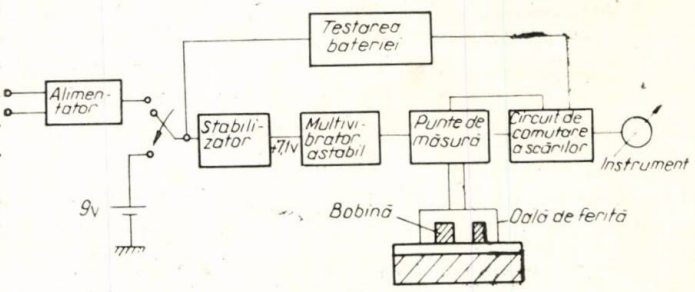


Fig. 1

metalul de bază feromagnetic conduce la mărirea impedanței traductorului. Această va-

riație de impedanță este dependentă de grosimea stratului de acoperire și este evaluată — prin intermediul punții de măsură — de către instrumentul de curent continuu etalonat direct în unități de lungime. Aparatul are trei domenii de măsură :

— 0 — 50 μm ;
— 35 μm — 200 μm ;
— 150 μm — 2000 μm ;

Precizia este mai bună de 5% din intervalul de măsurare.

Principiul de evaluare

Metoda de măsurare se bazează pe efectul produs de curenții turbionari asupra traductorului.

Expresia analitică exactă a variației impedanței unui traductor constituit dintr-o bobină plată plasată deasupra unui mediu conductor semiinfinit este foarte complicată și în plus există la ora actuală puncte de vedere diferite asupra metodei de calcul și a modelelor matematice care aproximează situația [2, 3, 4].

Cercetări teoretice și o minuțioasă analiză experimentală ne-au condus la niște expresii analitice care descriu cu bună aproximație comportarea unei bobine de tip plat în prezența unui mediu conductor. Se consideră situația din figura 2.

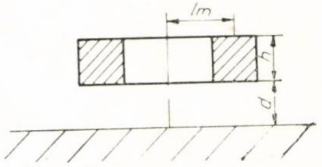


Fig. 2

Pentru o bobină plată, plasată deasupra unui mediu metalic feromagnetic ($\mu_r \gg 1$), s-au stabilit următoarele expresii :

$$\frac{R - R_0}{\omega L_0} = H(\mu_r) F(s)\ G(\alpha) \qquad (1)$$

$$\frac{\omega L}{\omega L_0} \approx H(\mu_r) F(s)\ G(\alpha) \frac{c_1\alpha - c_2}{\alpha}$$

unde :

R — rezistența bobinei ;
R_0 — rezistența bobinei în absența mediului metalic ;
L — inductanța bobinei ;
L_0 — inductanța bobinei în absența mediului metalic ;
$\omega = 2\pi f$ — pulsația curentului alternativ ce alimentează bobina ;
$F(s)$ — funcție de „lift-off" (spațiu bobină-metal) ;
$s = d/R_m$ (d — distanța bobină - metal, R_m — raza medie a bobinei) ;

$$G(\alpha) = \frac{\frac{\alpha}{4}}{1 + \left(\frac{\alpha}{4}\right)^2} ;$$

$\alpha = \sqrt{\omega \mu \sigma}\ R_m$;
$\mu = \mu_r \mu_0$ — permeabilitatea magnetică a materialului ;
μ_r — permeabilitate relativă ;
$\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}$ (SI) — permeabiltatea magnetică a vidului ;
σ — conductivitatea materialului ;
c_1, c_2 — coeficienți ;
$H(\mu_r)$ — funcție de permeabilitate.

În cazul unui mediu feromagnetic ($\mu_r \gg 1$) pentru $\alpha < 10$, efectul permeabilității magnetice mari este preponderent și se manifestă printr-o creștere simultană a rezistenței și inductanței bobinei, creșterea evidențiată în expresiile analitice (1) prin funcția $H(\mu_r)$. Expresiile își păstrează forma și în cazul în care bobinele sînt plasate în oale de ferită. Se observă în acest caz o concentrare a cîmpului electromagnetic produs de o bobină și respectiv o întărire a efectului produs de curenții turbionari. Analizînd expresiile (1) se vede că atît rezistența, cît și inductanța bobinei variază cu spațiul bobină - metal, prin intermediul funcției $F(s)$.

Alegerea frecvenței de lucru

Întrucît aparatul este folosit pentru evaluarea acoperirilor metalice și nemetalice neferomagnetice, frecvența de lucru trebuie să fie aleasă de așa manieră, încît efectul curenților turbionari în stratul de acoperire (în cazul cînd el este conductor) să fie neglijabil. Această condiție este îndeplinită atunci cînd :

$$\sqrt{\omega \mu_0 \sigma}\ R_m < 1{,}5 \qquad (2)$$

Condiția (2) conduce la următoarea expresie de calcul a frecvenței de lucru :

$$f < \frac{6000}{R_m^2} \qquad (3)$$

unde :

R_m — raza medie a bobinei, [mm] ;
f — frecvența, [Hz].

Calculul a fost făcut considerîndu-se stratul acoperitor

$$\sigma = 30 \cdot 10^6\ \Omega^{-1}\ m^{-1}.$$

Puntea de măsură

Etajul principal al aparatului îl reprezintă puntea de măsură. S-a folosit o schemă originală prezentată în figura 3.

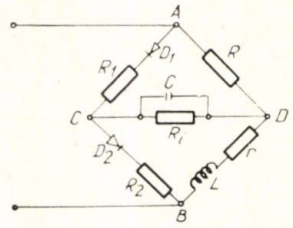


Fig. 3

Puntea este alimentată în cazul aparatului realizat autori la tensiunea furnizată de un multivibrator.

Întrucît analiza funcţionării punţii de măsură pentru o formă de undă rectangulară este destul de dificilă, vom considera pentru simplificarea analizei că puntea este alimentată de o tensiune sinusoidală de frecvenţă f (figura 4).

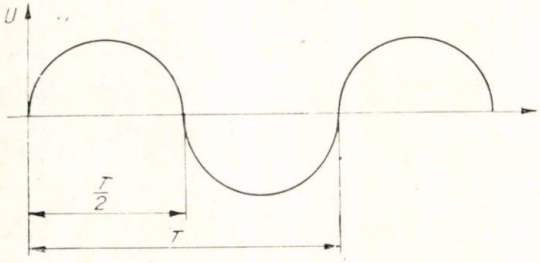


Fig. 4

Pentru prima parte a oscilaţiei puntea va prezenta schema echivalentă din figura 5.

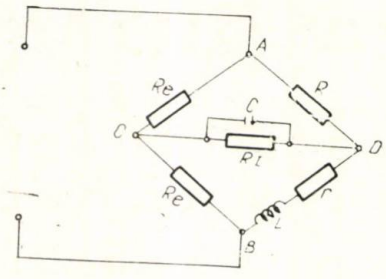


Fig. 5

Pentru alternanţa negativă schema echivalentă a circuitului se prezintă ca în figura 6. Totul se petrece ca şi cum instrumentul de măsură, pus în paralel pe diagonala **CD**, ar fi decuplat din circuit. Prin urmare, perioada activă,de măsură. este prima alternanţă cînd diodele sînt polarizate în conducţie directă. Dacă tensiunea aplicată diagonalei AB este de forma :

$$U = U_{\max} \sin \omega t, \tag{4}$$

atunci tensiunile maxime existente în punctele **C** şi **D** (neglijînd influenţa impedanţei

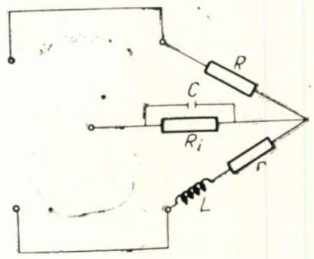


Fig. 6

instrumentului) vor avea următoarele expresii :

$$U_C = \frac{1}{2} U_{\max}, \tag{5}$$

$$U_D = U_{\max} \frac{\sqrt{r^2 + \omega^2 L^2}}{\sqrt{(R+r)^2 + \omega^2 L^2}};$$

întrucît condensatorul pus în paralel pe instrument reţine numai componenta continuă, pentru a se realiza echilibrul, trebuie îndeplinită condiţia :

$$\frac{1}{2} U_{\max} = U_{\max} \frac{\sqrt{r^2 + \omega^2 L^2}}{\sqrt{(R+r)^2 + \omega^2 L^2}} \tag{6}$$

Efectuînd în continuare calculul se obţine condiţia de echilibru a punţii :

$$R = \sqrt{4r^2 + 3\omega^2 L^2} - r \tag{7}$$

Prin urmare intensitatea curentului continuu ce trece prin instrumentul de măsură este de forma :

$$I = k U_{\max} \left[\frac{1}{2} - \sqrt{\frac{r^2 + \omega^2 L^2}{(R + r_i)^2 + \omega^2 L^2}} \right] \tag{8}$$

Deci, odată efectuat echilibrul punţii plasate pe metalul neacoperit, indicaţia instrumentului va fi dependentă de grosimea acoperirii prin intermediul lui L şi r. Deci scala instrumentului se poate grada direct în unităţi de lungime.

Tabelul 1

Traductor	Raza medie R_m (mm)	Inductanţa în aer L_0 (mH)	Rezistenţa în aer r_0 (Ω)
1	4,5	14	80
2	7,5	80	200

Aparatul realizat foloseşte două tipuri de traductoare, ale căror date sînt prezentate în tabelul 1.

Cu ajutorul unei punți de inductanță s-a măsurat inductanța celor două traductoare în prezența unei piese de oțel carbon (frecvența de lucru 400 Hz).

Folosind formulele (7) și (10) și curba din figura 7, s-a calculat rezistența de echilibrare a punții în cazul folosirii traductorului 1 pentru diferite distanțe bobină-metal.

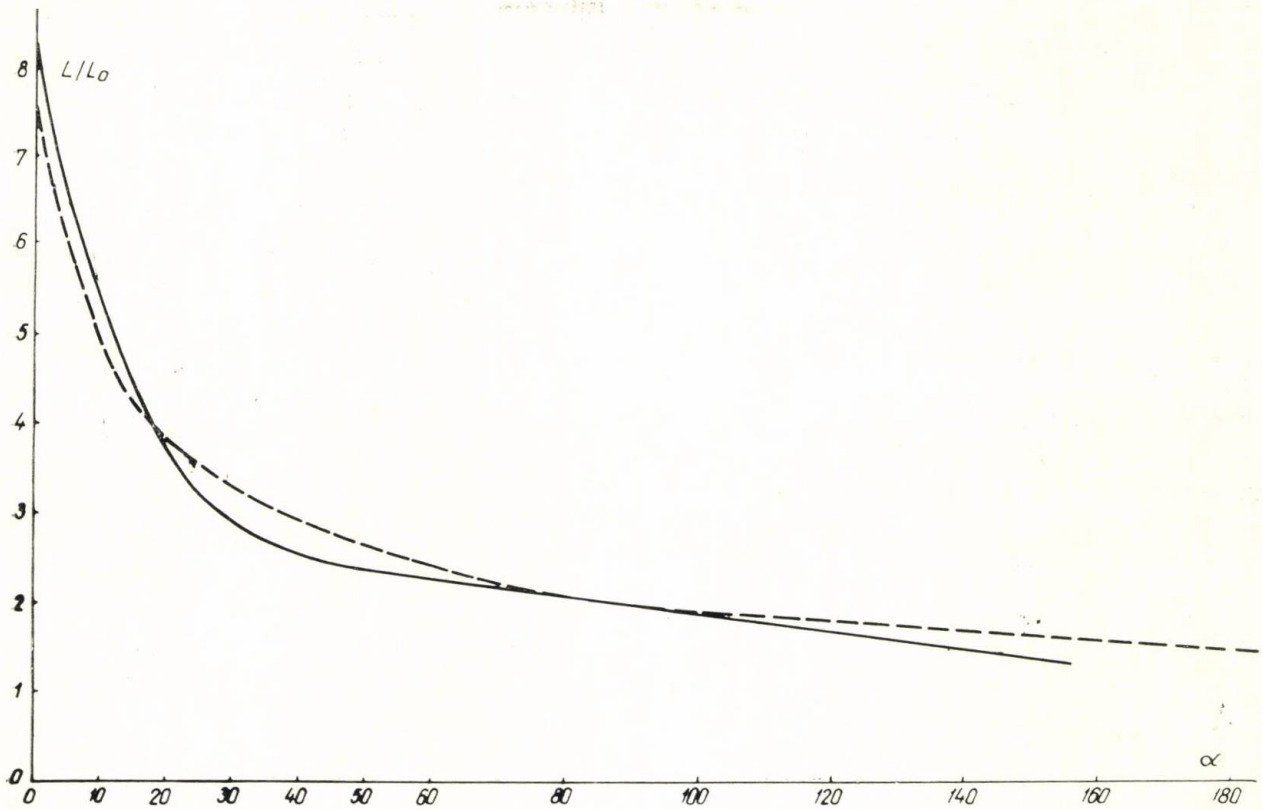


Fig. 7

În figura 7 se prezintă curbele de variație a mărimii L/L_0 în funcție de s. Se observă că există o apropiere destul de mare între cele două curbe, fapt explicabil avînd în vedere că parametrul α în cele două cazuri este destul de apropiat.

Conform formulelor (1), atunci cînd frecvența este constantă și se lucrează cu același mediu metalic, se poate scrie :

$$\begin{aligned} L &= L_0 \, F(s) \\ r &= r_0(1+kL) \end{aligned} \qquad (9)$$

Determinările efectuate de noi au dus la următoarele expresii pentru rezistența bobinei influențate de prezența metalului

$$r = 80(1+20\,L) \qquad (10)$$

pentru traductorul 1, unde r este exprimat în ohmi și L în Henry ;

$$r = 200(1+3{,}2\,L) \qquad (11)$$

pentru traductorul 2, unde r este exprimat în ohmi și L în Henry.

În figura 8 se prezintă curba de variație a rezistenței de echilibrare a punții rezultată în urma calculului și alăturat se prezintă curba ridicată experimental.

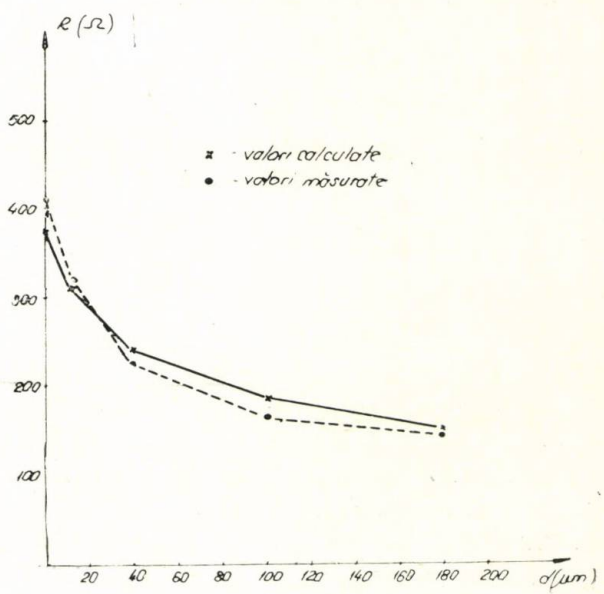


Fig. 8

Se observă buna concordanță între valorile reale și cele calculate, deși au fost folosite pentru calcul ipoteze simplificatoare (regim de lucru sinusoidal, variația inductanței a fost determinată la 400 Hz, regimul de lucru al traductorului fiind 250 Hz).

Concluzii

Modelul de punte prezentat în lucrare permite o evaluare simplă, accesibilă direct unui instrument de curent continuu, a variației impedanței traductorului folosit la măsurarea grosimii straturilor de acoperire.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Negulescu V., Vlădescu M., Udrescu U.:* Evaluarea nedistructivă a grosimii straturilor de acoperire. Conferința industrială a tehnologiilor neconvenționale, București, 22—25 noiembrie 1977.

[2] *Dodd, C.V., Deeds, W.E:* Computer Design of Eddy Current Tests. Proceedings of the Fifth International Conference of Nondestructive Testing, Montreal, Canada, 1967.

[3] *Russkiewcz, Su. N.:* Electromagnetic Processes by Pulsed Eddy Current Testing of Non-Feromagnetic Materials. Proceedings of the Seventh International Conference of Nondestructive Testing, Warszawa, Poland, 1973.

[4] *Gherasimov, V.G.,:* Simulation of Magnetic Fields in Ferromagnetic Materials under Eddy Current Flow Detection, Proceedings of the Seventh International Conference of Nondestructive Testing, Warszawa, Poland, 1973.

[5] *Dodd, C.V., Simpson, A.:* Thickness measurments using eddy current techniques, Materials Evaluation, 3, March, 1971.

CZ : 658.562

Controlul nedistructiv al anvelopelor prin holografie

Șef lucr. ing. Dan **BORZA,** prof. dr. ing. Oliviu **RUSU** — Institutul Politehnic — București

Cerințele legate de creșterea siguranței ciculației, precum și sporirea producției interne de anvelope reclamă un control tot mai exigent al calității. Această exigență trebuie mărită și mai mult atunci cînd este vorba de anvelope destinate autovehiculelor speciale, avioanelor, sau de tipuri experimentale de anvelope. Dimensiunile, poziția și natura defectelor în anvelope fac ca tehnicile de control nedistructiv clasice (ultrasunete, raza X) să ofere rezultate incomplete, multe defecte rămînînd nedescoperite.

Începînd din 1972 s-au desfășurat cercetări [1] care au condus la elaborarea unor metode de control nedistructiv prin interferometrie holografică. Una din variantele acestor metode precum și rezultatele experimentale obținute, în perioada 1976—77, la testarea unui număr de anvelope din producția curentă internă, au fost puse la dispoziția Institutului de Cercetări și Proiectări Cauciuc și Mase Plastice, în calitate de beneficiar al unui contract de cercetare științifică [2] și au fost prezentate de către acesta la expoziția de creație științifică și tehnică organizată în cadrul Festivalului Național „Cîntarea României", 1978.

Ținînd seama că pînă în prezent controlul holografic nu se aplică la nici una din întreprinderile producătoare de profil din țară, autorii consideră util să propună atenției specialiștilor din producție, interesați în acest domeniu, rezultatele primelor cercetări precum și ale celor care s-a desfășurat [3], [4] la catedra de Rezistența materialelor după terminarea lucrărilor pe bază de contract, și care s-au soldat cu elaborarea unei noi metode, îmbunătățite. Această metodă cuprinde atît utilizarea interferometriei holografice cu dublă expunere, cît și celei în timp real și a celei cu mediere în timp. Ea permite detectarea într-un timp redus a defectelor situate în cea mai mare parte a anvelopei și oferă posibilități pentru precizarea importanței și naturii unora dintre defectele depistate, factori necesari stabilirii unor criterii de decizie „admis — respins". Toate imaginile care sînt prezentate în lucrare au fost obținute cu ajutorul unei instalații holografice, care utilizează drept sursă de lumină coerentă un laser cu HeNe de putere 5 mW.

În vederea comparării rezultatelor obținute prin tehnicile de control holografic și cele cu raze **X,** pe imaginile prezentate au fost indicate prin săgeți numai acele defecte care au putut fi sesizate prin raze **X.** Numărul mult mai mare de defecte care se observă pe fiecare imagine holografică, precum și importanța mai mare a multora dintre acestea demonstrează superioritatea controlului holografic. În ceea ce privește importanța relativă a diferitelor defecte depistate holografic, putem afirma că întrucît solicitările reale ale anvelopei sînt de natură esențialmente mecanică, datele holografice — care sînt bazate pe

deformația suprafeței în urma unor solicitări mecanice — sînt mult mai strîns corelate cu importanța defectului, decît datele obținute prin controlul cu raza **X.**

Principalele categorii de defecte care apar în anvelope sînt separări interne ale inserțiilor textile, metalice sau din alte materiale (fibre de sticlă, fibre sintetice, materiale plastice), incluziuni străine sau porozități accentuate în cauciuc, variații de grosime, așezarea incorectă a pliurilor sau a diferitelor inserții, fire de cord încrucișate, desprinse, sau rupte. Defectele pot fi situate în regiunea benzii de rulare, pe flanc, sau în regiunea umărului.

În literatura de specialitate se întîlnesc referiri la instalații de holografie destinate controlului nedistructiv al anvelopelor, produse de o firmă specializată din S.U.A. [5] și avînd prețuri de ordinul a o sută de mii de dolari. Cercetările efectuate au permis obținerea unor rezultate similare, unele chiar superioare, cu ajutorul unei instalații avînd un preț mai mic, multe dintre componentele instalației fiind realizate în atelierele catedrei.

În afara metodelor interferometrice cu dublă expunere și în timp real, care sînt citate în literatură, autorii utilizează și metoda cu mediere în timp și o tehnică de solicitare nouă.

Ca metode de solicitare a anvelopei, se pot utiliza, în mai multe variante, solicitări termice, prin diferențe de presiune și prin forțe concentrate, Astfel, în cazul metodei cu dublă expunere, se poate aplica între cele două expuneri o variație de presiune în interiorul anvelopei, de ordinul 10^{-1} atm., anvelopa fiind montată pe o jantă în stare umflată. O altă metodă constă într-o ușoară încălzire (de ordinul 10^{-1} °K) a anvelopei între expuneri, Această metodă este mai puțin indicată, atît datorită posibilității modificării microstructu-

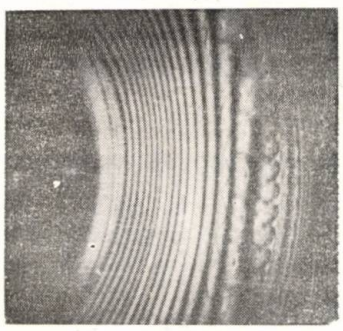


Fig. 1

rii suprafeței, cît și datorită răspunsului mai puțin sensibil al anvelopei, ținînd seama de proprietățile termice ale cauciucului (figura 1).

O variantă a primei metode de solicitare constă în plasarea anvelopei într-o incintă de presiune, între cele două expuneri fiind efectuată o variație a presiunii în interiorul incintei. Metoda permite observarea cu ajutorul unor sisteme de oglinzi a interiorului anvelopei, ceea ce este avantajos pentru detectarea defectelor în banda de rulare, precum și prin reducerea numărului de franje de interferență nepurtătoare de informație utilă, referitoare la defecte. În schimb necesită o instalație mai complicată și mai costisitoare și prezintă dezavantajul că observarea se face printr-un perete transparent al incintei, care se deformează și el între expuneri. Dacă prima expunere a hologramei se face imediat după scoaterea anvelopei dintr-o incintă depresurizată, iar a doua la un interval de cîteva minute după aceasta, se pot, de asemenea, detecta anumite tipuri de defecte, în special porozități ; metoda prezintă însă dezavantajul că are o sensibilitate redusă, iar stabilitatea mecanică, în timpul înregistrării holografice, ridică probleme.

Dintre metodele menționate, prima este cel mai simplu de aplicat, nu necesită complicații constructive și prezintă avantajul de a fi valabilă și în cazul în care se lucrează în timp real. De asemenea, sensibilitatea este foarte bună, penrtu cele mai multe din categoriile de defecte. Ca exemple, imaginile din figurile 2, 3, 4, 5 și 6 prezintă rezultatele obținute la testarea unor anvelope, prezentînd defecte din

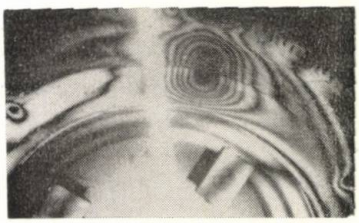


Fig. 2

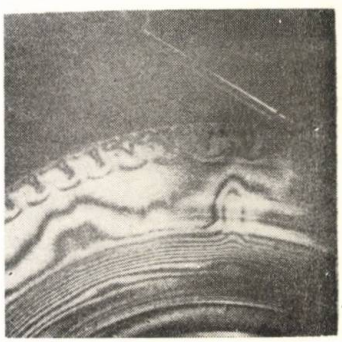


Fig. 3

tipurile menționate în regiunea flancului și a umărului. Anvelopele testate au fost de tipul radial, **155 SR 13** și **165 SR 13,** neutilizate.

Aceeaşi tehnică permite şi vizualizarea defectelor în regiunea benzii de rulare, însă cu o sensibilitate mai mică, datorită grosimii mult mai mare a cauciucului. Astfel de exem-

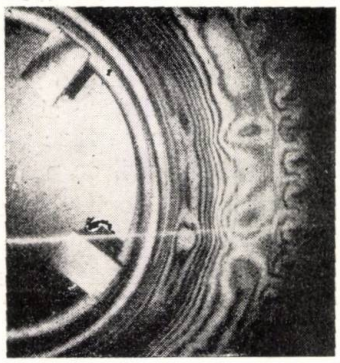


Fig. 4

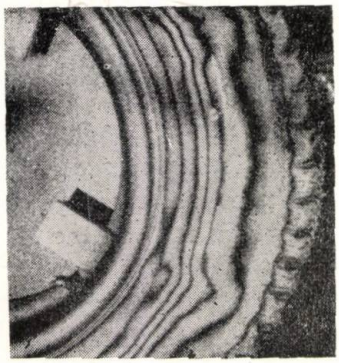


Fig. 5

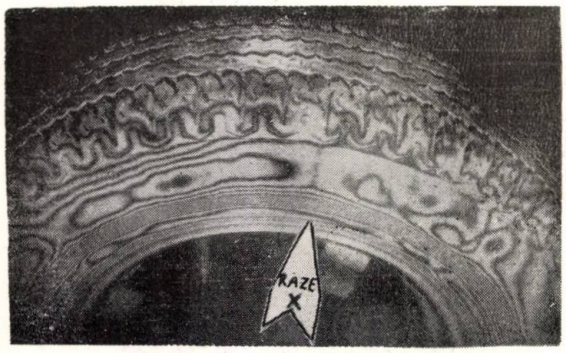


Fig. 6

ple sînt cele prezentate în figurile 7 şi 8, în care se pun în evidenţă şi defecte de tipul separări şi incluziuni în bandă, lăţime incorectă în bandă, separări în regiunea umărului.

Figurile 9 şi 10 ilustrează modul în care pot fi observate simultan atît banda de rulare cît şi regiunea umărului şi a flancului, prin utilizarea la înregistrare a unor oglinzi ajutătoare. Această modalitate de lucru scurtează sensibil timpul necesar examinării complete a unei anvelope.

Tot în această direcţie, prin proiectarea şi realizarea unui montaj holografic adecvat, se

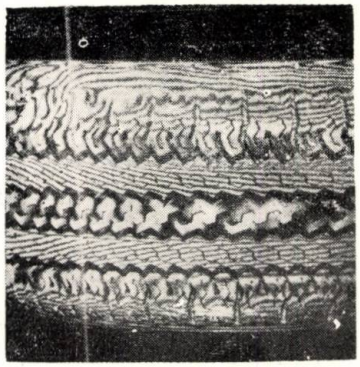


Fig. 7

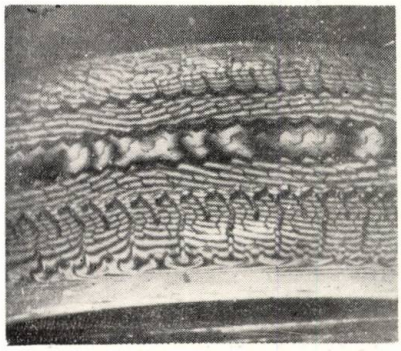


Fig. 8

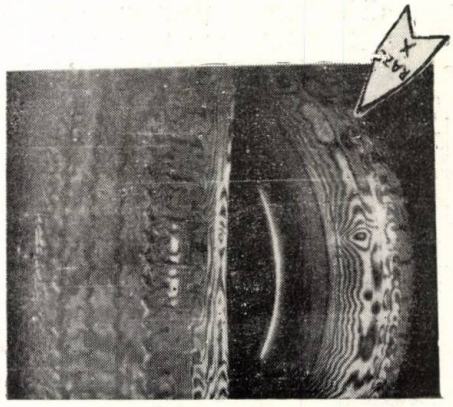


Fig. 9

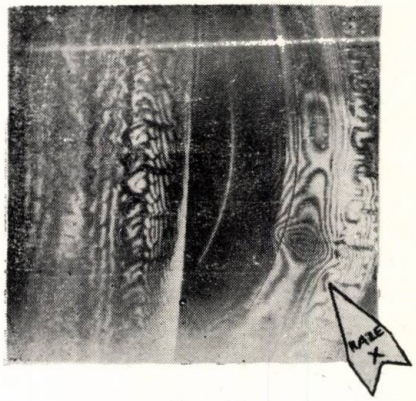


Fig. 10

pot înregistra holograme reconstituind imaginea completă a unei anvelope, dinspre unul din flancuri. Frecvențele spațiale ale sistemului de franje obținut în acest caz (figurile 11, 12 și 13) permite observarea cu precădere a defectelor celor mai importante, ceea ce ușurează luarea deciziei „admis — respins" și permite o scurtare a duratei controlului.

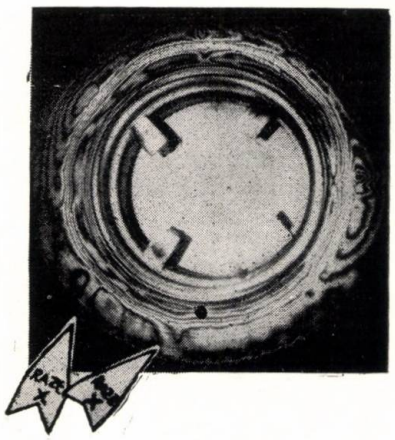


Fig. 11

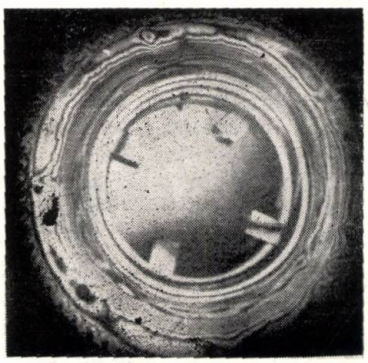


Fig. 12

În figura 14, utlizînd același montaj la înregistrare, a fost realizată holograma benzii de rulare pentru o jumătate a anvelopei.

Prin folosirea combinată a interferometriei holografice cu dublă expunere și a celei în timp real, această configurație permite însă și o observare „de detaliu" precum și o localizare foarte precisă pe anvelopă a poziției defectelor. În afara anvelopelor din tipurile menționate anterior, în figura 15 se prezintă rezultatele controlului efectuat asupra unei anvelope de avion, observîndu-se așezări incorecte ale pliurilor pe flanc, desprinderi în bandă și inserții cu desprinderi, prin metoda dublei expuneri. Pentru comparație, figura 16 prezintă imaginea obținută în timp real la aceeași anvelopă, după efectuarea unei translații a hologramei în vederea generării unui sistem de franje rectilinii, care să fie perturbate în urma solicitării numai în regiunile cu defecte [3]. Se poate constata concordanța perfectă a rezultatelor prin cele două metode.

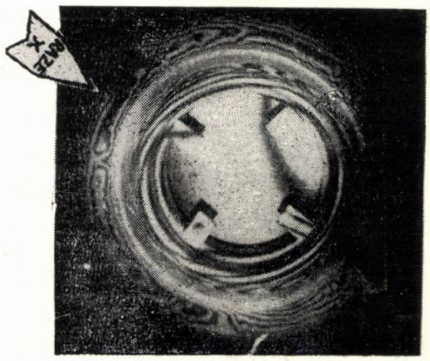


Fig. 13

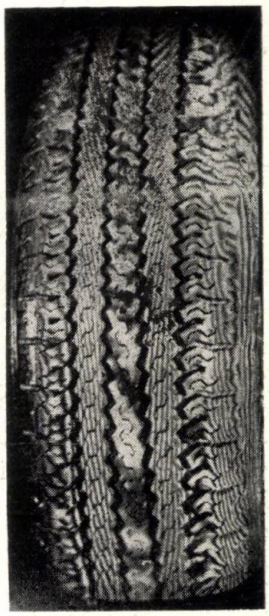


Fig. 14

În legătură cu interferometria holografică cu mediere în timp, cazul cel mai frecvent de

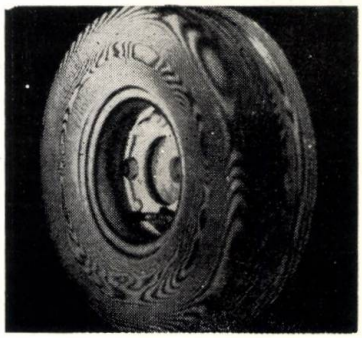


Fig. 5

utilizare este în domeniul studiului vibrațiilor. La anvelope se pot determina, în acest mod, conjugat cu interferometria în timp real [6],

atît frecvențele de rezonanță cît și modurile de vibrație. O imagine exemplificatoare este prezentată în figura 17.

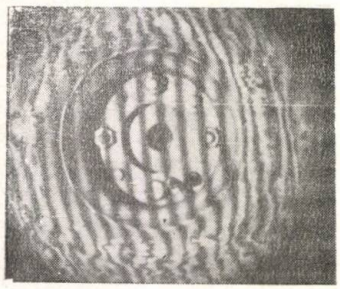


Fig. 16

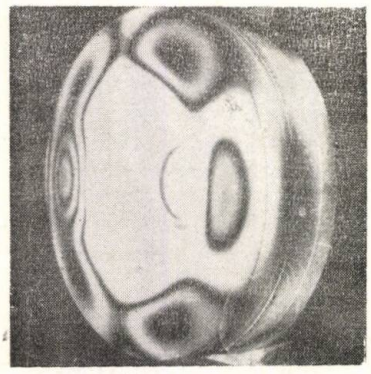


Fig. 17

În domeniul controlului defectelor, autorii propun utilizarea interferometriei cu mediere în timp, la care — în tot cursul înregistrării hologramei— presiunea în interiorrul anvelopei să varieze în mod continuu. Acest mod de solicitare este foarte simplu de realizat practic, prin închiderea incompletă a ventilului în timpul expunerii.

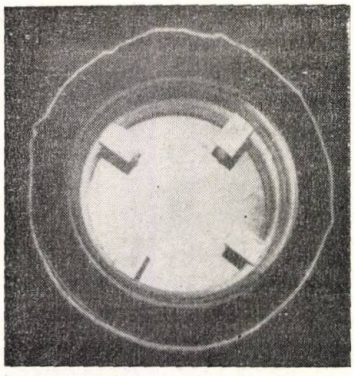


Fig. 18

Marele avantaj al acestei metode este însă altul și anume faptul că vizibilitatea franjei de ordinul zero (punctele cu deplasare nulă) este mult mai mare decît a celorlalte franje, astfel încît practic pe imagine se observă o singură franjă luminoasă, ceea ce ușurează foarte mult interpretarea datelor, reținînd informații referitoare la un singur tip de defecte și anume cele legate de poziția și integritatea pliurilor. Metoda este ilustrată prin imaginile prezentate în figurile 18 și 19.

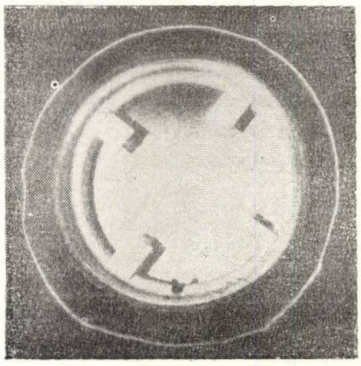


Fig. 19

Sintetizînd caracteristicile metodelor prezentate, **rezultă** că prin controlul holografic al anvelopelor :

- **pot fi detectate un număr mult mai mare de defecte, de diferite categorii, decît prin celelalte tehnici de control nedistructiv existente (raza X, ultrasunete, etc.) ;**
- **există posibilitatea stabilirii unor criterii mai sigure în evaluarea importanței defectelor detectate pentru calitatea produselor și comportarea în exploatare ;**
- **nu se folosesc materiale radioactive, deci se elimină problemele de securitatea muncii ridicate de acestea ;**
- **se obțin, un preț de cost moderat, întreținere și manipulare simple ;**
- **instalația holografică poate fi utilizată, în diferite ocazii, și în alte scopuri decît cele pentru care a fost construită ;**
- **durata necesară controlului unei anvelope este determinată, în principal, de durata developării hologramei — deci de ordinul a cîteva minute ; prin utilizarea unor materiale și procedee îmbunătățite durata se poate reduce la mai puțin de un minut.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rusu, O., Borza, D. :* Controlul nedistructiv prin holografie, C-ția de Mașini, 27, (1975), nr. 2—3.

[2] *Rusu, O., Borza, D. :* Controlul nedistructiv al anvelopelor prin holografie — elaborarea metodei. I.P.B. 1976 (partea I), 1977, (partea II).

[3] *Borza, D. :* Metode ale interferometriei holografice. In „Revista Construcția de mașini" nr. 12, 1979.

[4] *Borza, D. :* Cîteva realizări practice în controlul nedistructiv. In „Construcția de mașini" nr. 12, 1979.

[5] *Delorme, J. :* R. G. C. P. vol. 49, 1—2, 1972.

[6] *Borza D. :* Rev. Roum. Phys., 21, 5, 1976.

CZ : 658.562 : 620.1

Asupra defectului maxim admisibil

Ing. Gabriel **TEODORESCU** — Institutul de Fizică și Tehnologia Materialelor — București

Ruperea unui material, concepută ca o dezvoltare instabilă — cu mare viteză — a unei discontinuități, este rezultatul interferenței unor factori depinzînd de situația locală (tensiunea în piesă și acuitatea discontinuității) și a unor proprietăți depinzînd de material (rezistența la rupere și tenacitate a la rupere).

Conform teoriei lui Irwin, propagarea instabilă a unei discontinuități de tipul unei fisuri are loc numai atunci cînd viteza de cedare a energiei elastice de către un corp solicitat este mai mare, sau cel mult egală cu viteza de absorbție a energiei, care se produce la dezvoltarea fisurii. Acest cirteriu este echivalent cu a afirma că dezvoltarea unei fisuri se produce numai atunci cînd factorul de intensitate al tensiunii, definit ca :

$$K = \beta\sigma\sqrt{\pi a} \qquad (1)$$

atinge o anumită valoare critică. În relația de mai sus, coeficientii au următoarele semnificații :

K — factorul de intensitate al tensiunii, [daN mm$^{-3/2}$] ;
β — corecție pentru geometrie finită ;
σ — intensitatea tensiuni, [daN mm^{-2}] ;
a — lungimea fisurii, [mm].

Valoarea critică a lui K se numește tenacitate de rupere, se notează K_c și este o mărime caracteristică fiecărui material. Determinarea valorii K_c la oțeluri se face în conformitate cu prevederile **STAS 9760—74.**

K_c, privită din punctul de vedere al caracteristicii de material, depinde valoric de o serie de factori metalurgici, cum ar fi microstructura materialului, mărirea granulației, precum și de temperatura la care are loc solicitarea.

β este o corecție a cărei valoare depinde atît de geometria piesei, cît și de cea a fisurii. Date practice asupra acestei corecții se pot găsi în anexele lucrării [1].

După cum se observă, K_c este o mărime fizică care caracterizează modul de comportare al unui material care prezintă discontinuități de natură fisurilor, la solicitări mecanice, așa după cum σ_c și σ_r caracterizează modul de comportare la solicitări mecanice a unui material lipsit de fisuri. În acest sens, K_c este o mărime la fel de importantă pentru caracterizarea unui material ca și σ_c și σ_r și, ar trebui să figureze alături de acestea în orice buletin de încercări mecanice ale unui material.

Folosirea mărimii K_c în diferite situații practice este ilustrată în cele ce urmează.

Utilizarea mărimii K_c de către inginerul proiectant

Să presupunem că trebuie proiectat un recipient capabil să funcționeze în condiții foarte severe de coroziune. Într-o primă etapă, trebuie ales un material care să reziste la coroziunea mediului. În urma consultării standardelor și normelor de proiectare, acest material va trebui să fie un oțel inoxidabil de tip 18 Ni 250. În acest moment, odată cu alegerea oțelului, am stabilit și valoarea mărimii K_c, aceasta fiind o caracteristică de material. Din tabele sau din încercări să presupunem că am stabilit pentru oțelul ales, la temperatura de lucru valoarea $K_{1c} = 210$ daN mm$^{-3/2}$.

Consultînd anexele lucrării [1], pentru fisuri avînd formă semieliptică, avînd raportul semiaxelor egal cu 0,5, găsim că $\beta = 1{,}1$. Pentru a putea fi ușor observat chiar cu ochiul liber, alegem pentru adîncimea **defectului maxim admisibil** valoarea $a = 4$ mm.

Ținînd cont de toate condițiile de mai sus, rezultă că grosimea recipientului trebuie astfel calculată, încît tensiunea în perete să nu depășească valoarea :

$$\sigma_a \leqslant \frac{K_{IC}}{\beta\sqrt{\pi a}} = \frac{210}{1{,}1\sqrt{3{,}14 \cdot 4}} = 53{,}9 \text{ daN/mm}^2$$

Prin urmare, pe recipientul proiectat în acest mod se poate admite o fisură de formă eliptică, avînd o adîncime de 4 mm (deschiderea fisurii în suprafață va avea o valoare de circa 8 mm, informativ).

Utilizarea mărimii K_c de către inginerul în control nedistructiv

Reluînd relația (1), să presupunem că la proiectarea unei anumite structuri sau a unui anumit reper, nu s-a ținut cont de comportarea materialului din care este executată construcția, în prezența unei fisuri. Această situație este materializată prin absența oricărei indicații privind defectul maxim admisibil. Proiectantul poate însă furniza indicația că la proiectare s-a folosit un coeficient de siguranță :

$$c = \frac{\sigma_c}{\sigma_{ad}} \qquad (2)$$

Introducînd în relaţia (1) valoarea σ_{ad} extrasă din această relaţie :

$$K_{1c} = \beta \frac{\sigma_c}{c} \sqrt{\pi a} \tag{3}$$

sau, explicitînd din această relaţie pe a_{ad}, rezultă :

$$a_{ad} = \frac{c^2}{\pi \beta^2} \left(\frac{k_{IC}}{\sigma_c} \right)^2 \tag{4}$$

Folosind relaţia (4), se poate determina dimensiunea **defectului maxim admisibil,** cunoscînd caracteristicile de material σ_c şi K_{1c}, coeficientul de siguranţă adoptat la proiectare, precum şi geometria defectului. În lucrările [1] şi [4] pentru coeficientul :

$$c_1 = \frac{c^2}{\pi \beta^2} \tag{5}$$

din relaţia (4), se indică următoarele valori practice, pentru vase lucrînd sub presiune (tab. 1) :

Tabelul 1

Situaţia de tensionare	Zona	C_1	
		Detensionat	Sudură netratată termic
Exploatare	manta	0,5	0,09
	ştuţuri	0,09	0,06
Încercare de suprapresiune	manta	0,25	0,03
	ştuţuri	0,03	0,024

Utilizarea mărimii K_c de către inginerul din reparaţii

Să reluăm relaţia (4) :

$$a = \frac{c^2}{\pi \beta^2} \left(\frac{K_{IC}}{\sigma_c} \right)^2$$

În această relaţie factorul :

$$\left(\frac{K_{IC}}{\sigma_c} \right)^2 = M, \tag{6}$$

are dimensiunile unei lungimi şi înglobează în el ambele mărimi care caracterizează materialul din care este confecţionată structura care ne interesează. Pentru o anumită temperatură, această mărime este constantă.

Fiind pusă în evidenţă, pe o anumită structură, o fisură de adîncime a, prin metode de control nedistructiv, se poate calcula coeficientul de siguranţă al structurii respective, în prezenţa fisurii, astfel :

$$c = \beta \sqrt{\frac{\pi a}{M}} \tag{7}$$

Concluzii

Experienţa practică a unei jumătăţi de secol a demonstrat valabilitatea principiilor care stau la baza mecanicii ruperilor, respectiv a mecanicii mediilor care prezintă fisuri. Discontinuităţile plane sau fisurile sînt realităţi cu care inginerul mecanic şi specialistul în control nedistructiv se întîlnesc adesea în practica curentă.

Ideea de a „îngropa" orice structură pe care au fost puse în evidenţă fisuri este o decizie care, în multe cazuri, duce la pierderi materiale importante. Această decizie este neeconomică, deoarece fisurile nu se dezvoltă în orice condiţii de solicitare.

Repararea unei fisuri prin excavare şi umplere cu material de adaos nu este întotdeauna cu putinţă şi în aceste cazuri, se cere o evaluare realistă a situaţiei, pe bază de calcule.

Evident, proiectantul poate solicita ca pe o anumită structură să nu existe fisuri. Acestea pot apare însă în cursul exploatării şi, în acest caz, proiectantul trebuie să ştie ce poate şi ce nu poate admite pe structura proiectată de el.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cioclov, D.* : Mecanica ruperii materialelor. Ed. Academia R.S.R., Bucureşti, 1977.

[2] *Hawthorne, J. R.* : ASTM — STP 484, 1971.

[3] *Hertzberg, R. W.* : Deformation and fracture mechancs of eng. materials — Ed. John Wiley & Sons, New York, 1976.

[4] *Buzdugan, G., Blumenfeld, M.* : Calculul de rezistenţă al pieselor de maşini. Ed. tehnică, Bucureşti, 1979.

CZ : 658.562 : 621.792.3

Rezultate experimentale privind influența defectelor asupra calității îmbinărilor sudate în colț

Ing. Vladimir **POPOVICI**, ing. Gheorghe **SLAPCIU** — C.C.S.I.T. „Electroputere" — Craiova

Noțiuni introductive

În lucrare se expun cîteva rezultate privind influența defectelor volumetrice și plane, asupra rezistenței la rupere a îmbinărilor sudate în colț, solicitate static (la tracțiune) și dinamic (la oboseală și șoc).

Experimentările au fost efectuate pe probe sudate, de tip „suprapuse" pe care au fost implementate defecte artificiale și naturale. În figura 1 se prezintă forma probei sudate pe care s-au efectuat încercările de tracțiune și oboseală, iar în figura 2 proba pe care s-a efectuat încercarea la șoc.

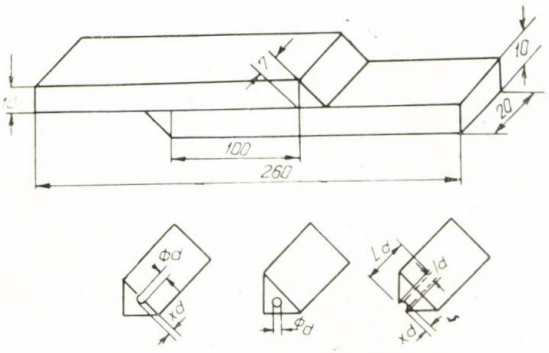


Fig. 1

Probele au fost realizate din tablă de oțel, de calitate **OL 37—4 K,** sudate cu electrozi de tip „Superbaz" la rădăcină și restul sudurii cu electrozi de tip „Supertit".

Mărimea defectelor considerate a fost, pentru cele volumetrice pînă la 40 % și pentru cele plane pînă la 25% din secțiunea probei sudate.

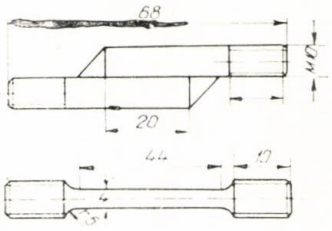


Fig. 2

Considerații teoretice

Anterior experimentărilor, au fost necesare cîteva considerații teoretice, pentru a preciza factorii care intervin în fiecare caz experimentat și pentru a găsi relații între aceștia.

Pentru solicitarea de tracțiune. Din condițiile de principiu ale solicitării, pe baza considerentelor geometrice și fizico-mecanice ale îmbinării sudate, s-au stabilit următoarele relații, pentru determinarea mărimii defectelor :

— pentru defecte de tip „volumic" :

$$\frac{S_{dv}}{A_{MA}} \leqslant 1 - \frac{\sigma_{rMB}}{K_0 \cdot K_1 \cdot K_v \cdot K_f \cdot \sigma_{rMA}}; \qquad (1)$$

— pentru defecte de tip „plan" :

$$\frac{S_{dp}}{A_{MA}} \leqslant 1 - \frac{\sigma_{rMA}}{K_0 \cdot K_1 \cdot K_p \cdot K_f \cdot \sigma_{rMA}}; \qquad (2)$$

în care :

$\frac{S_{dv}}{A_{MA}}$ și $\frac{S_{dp}}{A_{MA}}$ sînt rapoartele dintre suprafețele defectelor și secțiunea ideală a cusăturii ;

σ_{rMB}, rezistența la rupere a materialului de bază;

σ_{rMB}, rezistența la rupere a materialului de adaos ;

K_0 coeficientul de calitate și este egal cu 1, pentru sudură de rezistență de bună calitate și control riguros [9] ;

K_1 coeficient care ține seama de modul de comportare a cusăturii de colț în exploatare, legat de forma secțiunii și tipul solicitării și este egal cu 0,65, pentru toate solicitările [9] ;

K_v, concentrator de tensiune pentru defectele de tip „volumic" și este egal cu 1,2 [1] ;

K_p, concentrator de tensiune pentru defecte de tip „plan" și este cuprins între 0,87—0,90, determinat în prezenta lucrare ;

K_f, coeficient de formă și este egal cu 1,4—1,5 $\left(K_f = \frac{A_{MA}}{A_{MB}}\right)$.

Relațiile (1) și (2) se pot considera ca limite maxime de acceptabilitate a defectelor în îmbinările sudate.

Pentru încercarea la oboseală. S-a considerat solicitarea de tip „pulsatorie" pentru care s-au stabilit următoarele relații de calcul :

$$\frac{S_{dv}}{A_{MA}} \leqslant 1 - \frac{\sigma_{rMA}}{K_0 K_1 K_f \eta_{dv} \sigma_{rMA}} ; \qquad (3)$$

și

$$\frac{S_{dp}}{A_{MA}} \leqslant 1 - \frac{\sigma_{rMA}}{K_0 K_1 K_f \eta_{dp} \sigma_{rMA}} ; \qquad (4)$$

în care coeficientul dinamic, este de formă :

$$\eta_{dv} = \frac{\varepsilon}{\beta_k} \cdot K_c \cdot K_\sigma \cdot K_D \qquad (5)$$

unde :

— ε, coeficient ce ține seama de grosimea materialului ;

— β_k coeficient de concentrare a tensiunilor și depinde de natura defectelor, volumice sau plane [10]. Acest coeficient influențează în cea mai mare măsură diferențierea relațiilor (3) și (4), prin valorile β_{ky} și β_{kp};

— K_c, coeficient de comportare la solicitări variabile a probei și este de forma [1] :

$$K_c = \frac{1}{A\left(1 - \frac{\omega^2 \cdot m^2}{K^2}\right)} \qquad (6)$$

în care :

ω = pulsația mașinii de încercat ;
m = masa probei ;
A = amplitudinea solicitării ;
K = constanta elastică a probei.

— K_σ, coeficient de aplicare a efortului unitar și este egal cu $\frac{\sigma_{0T}}{\sigma_{0ef}}$;

— K_D, coeficient ce ține seamă de direcția de orientare a defectului.

Pentru utilizarea relațiilor (3) și (4), avînd în vedere complexitatea extraordinară a determinării elementelor componente ale factorului dinamic (vezi relația 5) și faptul că se corelează între ele, nefiind independente, pentru îmbinări cunoscute din punct de vedere al caracteristicilor mecanice, se poate determina experimental acest coeficient.

Pentru încercarea la șoc (impuls). Acest tip de solicitare la întindere cu șoc (impuls) este întîlnit în exploatarea instalațiilor industriale ; încercări de laborator prin care să se indice comportarea îmbinărilor sudate în aceste condiții nu există. Aceste considerente au determinat încercările din prezenta lucrare.

Încercarea constă în solicitarea la tracțiune, cu șoc, a epruvetei din figura 2, pe un ciocan pendul tip **Scharpy**. Mecanismul încercării, este prezentat în figura 3 și constă în crearea în proba sudată **1** a unei solicitări la șoc, ca urmare a coliziunii dintre discul **3** și suporții **4** ; forța de cădere liberă a pendulului este de 30 kgf. Precizăm că epruveta fiind filetată la ambele capete este înșurubată în pendulul **2** și în discul **3.**

Tabelul 1

Solicitare	Gradul de siguranță $C = \frac{\sigma_r}{\sigma_a}$					
	1	2	3	4	5	6
Stat că :						
$\frac{S_{dv}}{A_{MA}} \leqslant$	0,27	0,135	0,09	0,07	0,056	0,045
$\frac{S_{dp}}{A_{MA}} \leqslant$	0,18	0,09	0,06	0,045	0,036	0,03
Dinamică :						
$\frac{S_{dv}}{A_{MA}} \leqslant$	0,08	0,04	0,026	0,02	0,016	0,013
$\frac{S_{dp}}{A_{MA}}$	--	--	--	--	--	--
Șoc :						
$\frac{S_{dv}}{A_{MA}} \leqslant$	0,20	0,10	0,066	0,05	0,04	0,033
$\frac{S_{dp}}{A_{MA}} \leqslant$	0,10	0,05	0,033	0,025	0,02	0,016

Pentru determinarea comportării îmbinărilor la șoc, s-a pus condiția ca energia de rupere corespunzătoare secțiunii sudurii să fie

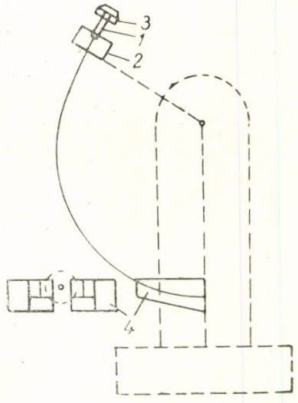


Fig. 3

mai mare decît energia de rupere corespunzătoare secțiunii materialului de bază. Astfel, făcînd și calculele necesare s-a ajuns la relațiile (7) și (8) :

$$\frac{S_{dv}}{A_{MA}} \leq 1 - \frac{\sigma^2_{r\,MB}}{K_0^2 \cdot K_1^2 K_{sv}^2 K_f \cdot \sigma^2_{r\,MA}}; \qquad (7)$$

și

$$\frac{S_{dp}}{A_{MA}} \leq 1 - \frac{\sigma^2_{r\,MB}}{K_0^2 K_1^2 K_{sp}^2 \cdot K_f \cdot \sigma^2_{r\,MA}}; \qquad (8)$$

în care K_{sv} și K_{sp} sînt coeficienții ce țin seamă de natura defectelor respective, volumice și plane.

Experimentări

În cazul solicitării la tracțiune. Din încercările efectuate pe o serie de probe sudate în care au fost implementate defecte de tip volumic și plane, a rezultat următoarele:

— s-au rupt în suduri toate epruvetele care aveau defecte volumice a căror $\frac{S_{dv}}{A_{MA}} \leq$ $\leq 0{,}29$. Verificînd cu relația (1) rezultatul obținut, a rezultat că proba nu se rupe în sudură dacă $\frac{S_{dv}}{A_{MA}} \leq 0{,}27$;

— în cazul probelor cu defecte plane, s-au rupt în suduri acelea la care $\frac{S_{dv}}{A_{MA}} \leq 0{,}19$. Acest rezultat a fost comparat cu relația (2), care confirmă că, pentru $\frac{S_{dp}}{A_{MA}} \leq 0{,}18$, probele nu se rup în sudură.

Rezultatele tuturor încercărilor sînt în figura 4 din care se observă alura curbelor pentru fiecare mărime și natură de defect.

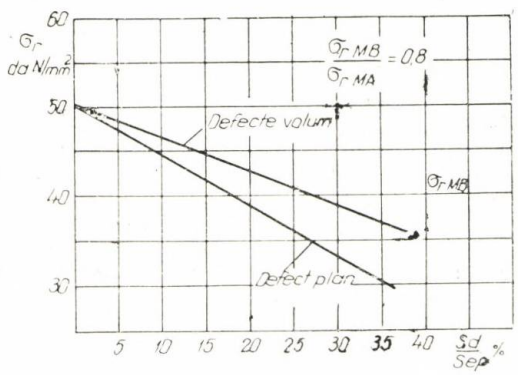


Fig. 4

Se observă că intersecția dintre abscisa care indică valoarea rezistenței la rupere a materialului de bază, σ_{rMB} și curbele de variație a rezistenței îmbinării cu defecte volumice și plane, rezultă limitele peste care defectele au o influență distrugătoare a sudurilor.

Se precizează că aceste limite sînt valabile pentru materialele încercate în lucrare, adică $\sigma_{rMB} = 40$ daN/mm². Pentru alte valori ale acestor eforturi de rupere, vor fi alte limite de acceptare a defectelor în suduri.

În cursul experimentărilor s-au întîlnit și probe sudate în care au fost depistate atît defecte volumice (sufluri, incluziuni), cît și defecte plane (lipsă de pătrundere, lipsă de topire), care s-au comportat după cum se observă din figura 5.

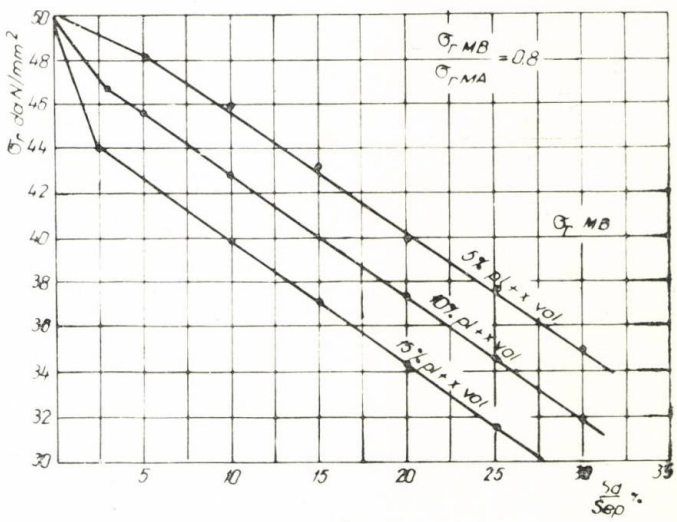


Fig. 5

Astfel, îmbinările care prezintă 5—15% defecte plane și 20—10% defecte volumice nu se rup în sudură.

Pentru acest domeniu de existență combinată a defectelor s-a stabilit și o relație care poate prezenta prin calcul valorile acestor limite.

$$S_v + \frac{S_p}{0{,}89} \leq 1 - \frac{\sigma_{rMB}}{K_0 \cdot K_1 \cdot K_v \cdot K_f \cdot \sigma_{rMB}} \qquad (9)$$

în care S_v și S_p se introduc în mărimi zecimale.

În cazul solicitării la oboseală. Experimentările s-au efectuat pe o instalație tip **Pulsator** în următoarele condiții de solicitare:

$\sigma_{0T} = 25$ daN/mm²;
$A = 0{,}2$ mm;
$f = 10$ Hz;

Rezultatele obținute sînt prezentate în figura 6, din care se observă că nu s-au rupt în sudură decît probele al căror $\frac{S_{dv}}{A_{MA}} \leq 0{,}08$ (curba 1).

Aceasta arată că solicitarea este foarte severă, îndeosebi în cazul defectelor plane, care nu sînt acceptate de sudură, în caz de solicitare pulsatorie (curba 2).

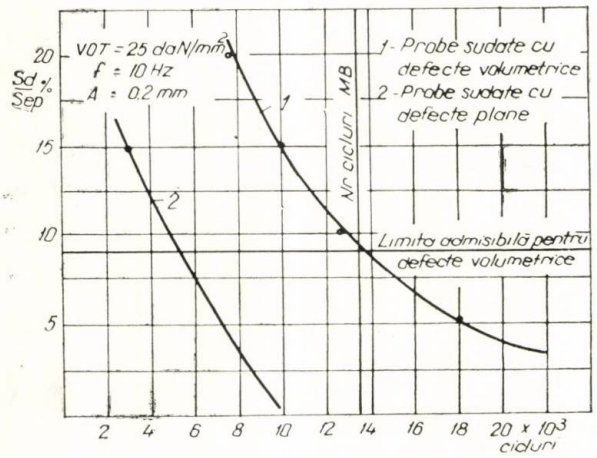


Fig. 6

Pentru utilizarea relaţiilor (3) şi (4) s-au determinat η_{dv} şi η_{dp}, ale căror valori sînt 0,95 şi 0,87.

În cazul încercării la şoc. S-au obţinut valori pentru $\frac{S_{dv}}{A_{MA}} \leqslant 0{,}20$ şi $\frac{S_{dp}}{A_{MA}} \leqslant 0{,}10$.

Din compararea acestor valori cu celelalte valori ale încercărilor precedente, rezultă că această solicitare la şoc este intermediară celorlalte.

Aceste experimentări, prin rezultatele lor, au un scop important, acela de a cunoaşte, pentru o anumită calitate a materialului îmbinărilor sudate şi într-o anumită stare de solicitare, care sînt defectele acceptabile, pentru ca eficienţa şi funcţionalitatea instalaţiilor să fie cea mai corespunzătoare.

Răspunsul (afirmativ) primit permite stabilirea concretă de criterii în vederea aprecierii calităţii îmbinărilor sudate.

Ca o sinteză a rezultatelor obţinute, în tabelul 1, se prezintă valori ale limitei maxime de acceptabilitate, pentru fiecare tip de solicitare şi grad de siguranţă al structurilor sudate.

Concluzii

— cunoaşterea influenţei defectelor asupra calităţii îmbinărilor de colţ este deosebit de importantă, în vederea stabilirii criteriilor de acceptabilitate ;

— valorile limitelor stabilite pot fi măsurate şi considerate, în final, valori de referinţă măsurabile (prin radiografiere, sau examinare ultrasonică ;

— relaţiile matematice obţinute pot fi considerate posibilităţi rapide de stabilire a acestor limite ;

— dintre cele trei solicitări experimentate, solicitarea la oboseală este cea mai severă ;

— la stabilirea criteriilor de apreciere, pentru o structură sudată, trebuie bine cunoscută starea de solicitare în timpul exploatării, pentru alegerea celor mai eficiente criterii de calitate ;

— prezentele rezultate pot fi utile, îndeosebi, în tehnica de realizare şi control a structurilor sudate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Buzdugan, Gh. :* „Rezistenţa materialelor" — E.T. 1974, Bucureşti.

[2] *Butler, I. :* Rezistenţa cusăturilor de colţ în funcţie de direcţia sarcinii". În „Weilding Journal", S.U.A., Vol. 50, nr. 5 mai, 1971.

[3] *Cioclov, D. :* „Rezistenţă şi fiabilitate la solicitări variabile". Ed. „Facla", 1975.

[4] *Cioclov, D. :* „Mecanica ruperii materialelor" Ed. Acad. R.S.R., Bucureşti, 1977.

[5] *Hrobovec, A. :* „Cîteva criterii privind admisibilitatea defectelor de sudare". Din „Schweisstechnik", Austria, nr. 6—1978.

[6] *Kato, B. ş.a. :* „Influenţa defectelor asupra rezistenţei statice şi deformabilităţii sudurilor. Doc. IIS—XV—343—73.

[7] * * * : „Metode propuse pentru evaluarea defectelor la îmbinările sudate". In „Soudage et Technique Connexes", nr. 5—6, 1975.

[8] *Mocanu, D.R. :* „Consideraţii în legătură cu relaţiile de calcul al efortului unitar, echivalent din cusăturile de sudură în colţ supuse la solicitări compuse". In „Standardizarea", nr. 3—1970.

[9] *Manea, Gh. :* „Organe de maşini". Editura Tehnică, Bucureşti, 1970, tabel 8.6, pag. 166.

[10] *Ponomariov, D. :* „Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini. Editura Tehnică, 1973.

[11] *Strating, J. ş.a. :* „Influenţa tensiunilor longitudinale asupra rezistenţei sudurilor de colţ. Doc. IIS/IIW 388—72.

[12] *Signes, E. G. ş.a. :* „Factorii care influenţează rezistenţa la oboseală a oţelurilor de mare rezistenţă sudate. — Din „British weilding Journal" 14, nr. 3, martie 1969.

CZU: 658.562 : 621.792.3

Aprecierea calității îmbinărilor sudate supuse supravegherii Registrului Naval Român

Ing. Dumitru RUSU — Registrul Naval Român — București

Avînd ca scop al întregii sale activități ridicarea calității la toate construcțiile supuse supravegherii sale (nave, conteinere etc.), Registrul Naval Român își bazează întreaga sa activitate de control a calității îmbinărilor sudate pe prevederile și cerințele cuprinse în Regulile pentru Clasificarea și Construcția Navelor maritime ediția a III-a (1978), inclusiv Suplimentele 1 și 2 apărute pînă în prezent la această ediție.

Partea a XIV-a „Sudură" din aceste Reguli cuprinde prescripțiile referitoare la sudarea corpului navei, mașinilor, căldărilor și recipientelor sub presiune, instalațiilor și echipamentelor navale precum și la tubulaturi. Diviziunea 7 din această parte conține controlul îmbinărilor sudate iar capitolul 7.3 include criteriile de apreciere a calității cusăturilor sudate cap la cap controlate radiografic (Roentgen sau gamma) printr-un sistem cu trei note de calitate.

Astfel, pentru acordarea notei III (calitate bună), în îmbinarea respectivă trebuie fie ca defectele de orice fel (interioare și exterioare) să lipsească, fie să existe unele incluziuni de gaze și metalice (de exemplu, wolfram) izolate, fiecare pînă la 10% din grosimea cusăturii însă de maximum 2 mm; unele incluziuni de zgură izolate, fiecare cu lungimea pînă la 30% din grosimea cusăturii, însă de maximum 3 mm și cu suprafața de cel mult 5 mm^2.

Numărul defectelor menționate nu va depăși, în nici un caz, frecvența de un defect la 100 mm din lungimea cusăturii controlate (la construcțiile din oțel). În cazul tablelor sudate din aliaje de aluminiu, lungimea totală a defectelor menționate anterior se prescrie a fi mai mică de 5% din lungimea porțiunii cusăturii controlate prin radiografiere.

Pentru acordarea notei II (calitate satisfăcătoare), este necesar ca în îmbinare să lipsească fisurile, suflurile alungite sau tubulare și netopirile (lipsa de topire), însă există:

— unele incluziuni de gaze și metalice (wolfram) izolate, fiecare pînă la 10% din grosimea cusăturii însă de maximum 2 mm;

— unele incluziuni de zgură izolate, fiecare cu lungimea pînă la 30% din grosimea cusăturii însă de maximum 5 mm și cu suprafața de cel mult 15 mm^2;

— incluziuni aliniate de gaze, metalice (wolfram) și de zgură cu caracter discontinuu pe o lungime de maxim 10% din lungimea cusăturii radiografiate în elementele de construcție din oțel și cu lungimea de cel mult 50 mm în elementele de construcție din aliaje de aluminiu, mărimea defectelor nedepășind cele indicate anterior;

— incluziuni grupate de gaze, metalice (wolfram) și de zgură cu caracter discontinuu pe o lungime de maxim 15 mm în cusăturile radiografiate la elementele de construcție din oțel și de cel mult 20 mm în cusăturile radiografiate la elementele de construcție din aliaje de aluminiu;

analog, mărimea defectelor din această aglomerare, nu va depăși dimensiunile menționate pentru incluziunile izolate.

Lungimea totală a tuturor defectelor menționate în cadrul celor trei tipuri de defecte enumerate (izolate, aliniate și grupate — conform clasificării după **STAS 8299—78,** standard recunoscut de R.N.R.) nu trebuie să depășească 10% din lungimea cusăturii controlate (radiografii la elemente din oțel), respectiv 20% (radiografii la elemente din aliaje de aluminiu).

În cazul în care în îmbinarea sudată respectivă există incluziuni de gaze, metalice și de zgură izolate, alinieri sau grupări de defecte a căror dimensiuni, număr sau lungime totală depășesc valorile enumerate anterior, pentru acordarea notei II, sau dacă în îmbinarea controlată există nepătrundere, fisuri și sufluri alungite sau tubulare de orice dimensiuni, încadrarea se face în clasa I — calitate nesatisfăcătoare.

În cadrul tabelului 1 sînt prezentate notele minime admisibile conform Regulilor R.N.R., pentru diversele părți sau elemente ale navei.

Tabelul 1

Denumirea	Nota minimă admisibilă
corpul navei	II
corpul căldărilor și recipientelor sub presiune	III
tubulaturile, cu excepția celor pentru vapori și pentru medii agresive	II
piese de mașini, mecanisme și dispozitive	III

De remarcat, este faptul că în funcție de importanța și nivelul de solicitare al îmbinării sudate respective, R.N.R. poate majora sau reduce punctajul din tabelul 1 cu cel mult o treaptă.

Fără a se încadra în sistemul de trei clase prezentat, Regulile R.N.R. conțin prescripții privind criteriile de acceptabilitate și pentru îmbinările cap la cap ale profilelor. Astfel, atît la profilele din oțel cît și la cele din aluminiu nu se admit defecte cum ar fi :

— în talpă sau în corpul platbandei cu bulb (vezi zona 1, din fig 1), nepătrundere, fisuri, sufluri alungite sau tubulare, grupări de defecte diverse de orice dimensiuni, incluziuni de gaze și metalice izolate mai mari de 2 mm, incluziuni de zgură izolate mai mari de 3 mm și incluziuni de gaze, metalice și de zgură de dimensiuni mai mici în număr mai mare de trei ;

— în inima profilului (vezi zona 2, din fig. 1), nepătrundere, fisuri, sufluri alungite sau tubulare, grupări de defecte diverse de orice dimensiuni, incluziuni de gaze și metalice izolate mai mari de 2 mm, incluziuni de zgură izolate mai mari de 30%

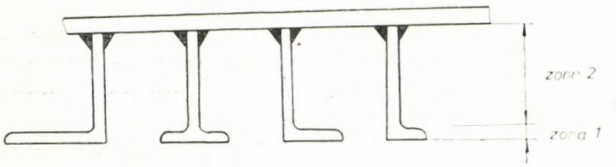


Fig. 1

din grosimea cusăturii inimii profilului, incluziuni de gaze, metalice și de zgură de dimensiuni mai mici cu lungime totală de peste 10% din lungimea cusăturii inimii precum și incluziuni aliniate cu lungimea totală de peste 10% din lungimea cusăturii inimii.

Cu avizul R.N.R., pentru aprecierea calității îmbinărilor sudate executate la elementele corpului, la dispozitive, mașini, căldări și recipiente sub presiune se pot utiliza și radiografiile etalon. În acest scop, Inspectoratele R.N.R. au fost dotate cu seturi de radiografii etalon, elaborate de către Institutul Internațional de Sudură (IIS/IIW).

Aprecierea calității îmbinărilor sudate la tubulaturi, controlate radiografic, se face conform standardelor sau prin aprecierea pe baza sistemului cu trei note expus anterior.

În cazul controalelor ultrasonice sau magnetice, aprecierea calității îmbinărilor sudate se face conform standardelor **STAS 9552—74** și **STAS 10836—77** respectiv **STAS 8539—78**, toate recunoscute de către R.N.R.

După terminarea lucrărilor de cercetare științifică avînd ca obiect stabilirea unor criterii unitare de aprecierea calității îmbinărilor sudate controlate cu diferite metode de control nedistructiv (Roentgen, gamma, ultrasunete, lichide penetrante, pulberi magnetice etc.) urmează ca Regulile R.N.R. să se îmbunătățească calitativ prin includerea unor noi prescripții în acest domeniu, în consens cu linia generală, promovată de către R.N.R., de îmbunătățire continuă a metodelor de apreciere a calității îmbinărilor sudate supuse supravegherii sale, de creștere a volumului controlului nedistructiv în condițiile în care prețul de cost rămîne neschimbat sau chiar cu o reducere a lui, de promovare a progresului tehnic, toate acestea în vederea ridicării continue a calității și siguranței în exploatare a navelor flotei noastre.

ÎN NUMERELE VIITOARE:

- **Tratamente termice și termochimice**
- **Echipamente hidroenergetice**

AL XXI-LEA TIRG INTERNATIONAL PENTRU CONSTRUCTII DE MASINI

BRNO, 12 - 20. IX. 1979

Tîrgul Internaţional de la Brno constituie cea mai importantă manifestare de acest gen a comerţului exterior cehoslovac ; este organizat în fiecare an de către întreprinderea BVV (Brno-Veletrhy a Výstavy), pe o suprafaţă de 160.000 m². În cursul celor 20 ani de existenţă Tîrgul Internaţional de la Brno şi-a dobîndit o poziţie de frunte şi în sistemul de tîrguri şi expoziţii internaţionale. El reprezintă o trecere în revistă a tehnologiilor mondiale avansate şi în general a progresului tehnic realizat în diferitele sectoare ale industriei constructoare de maşini din diferite ţări.

Dovada prestigiului de care se bucură este participarea crescîndă a firmelor străine la acest tîrg. El oferă prilejul unui schimb de informaţii ştiinţifice şi tehnice, al unor întîlniri sistematice între tehnicieni şi specialişti din ramură, care pot fi astfel la curent cu noutăţile din domeniile reprezentate.

Domeniul de bază al celei de-a XXI-a ediţii a Tîrgului Internaţional pentru construcţii de maşini a fost **tehnica agricolă,** prin care tîrgul s-a încadrat în acţiunile organizate în cinstea aniversării a 30 de ani de agricultură socialistă în Republica Socialistă Cehoslovacă. O altă dominantă a tîrgului a fost aniversarea a 30 de ani de la constituirea Consiliului de Ajutor Economic Reciproc.

În ansamblu, în cadrul ediţiei din toamna 1979, la Tîrgul de la Brno au mai fost prezentate produse şi din multe alte domenii, precum:

— echipamente energetice ;

— pompe şi compresoare, motoare cu ardere internă, tehnica aerului ;

— echipamente de mină, instalaţii metalurgice, de foraj şi de preparare ;

— maşini pentru construcţii civile şi industriale ;

— maşini şi echipamente pentru industria chimică şi ceramică ;

— maşini şi echipamente pentru industriile textilă, pielărie şi a cauciucului, spălătorii şi curăţătorii chimice ;

— maşini-unelte şi maşini de deformare, grupă ce a fost considerată ca un sector cheie al Tîrgului ;

— mijloace de transport ;

— electrotehnice pentru curenţi tari ;

— electronică şi aparate de măsură ;

— sisteme de reglare, elemente de automatizare, armături ;

— echipamente de laborator, medicale şi de izotopie ;

— maşini de birou şi de multiplicat, materiale pentru prepararea documentelor, calculatoare şi echipamente pentru prelucrarea datelor ;

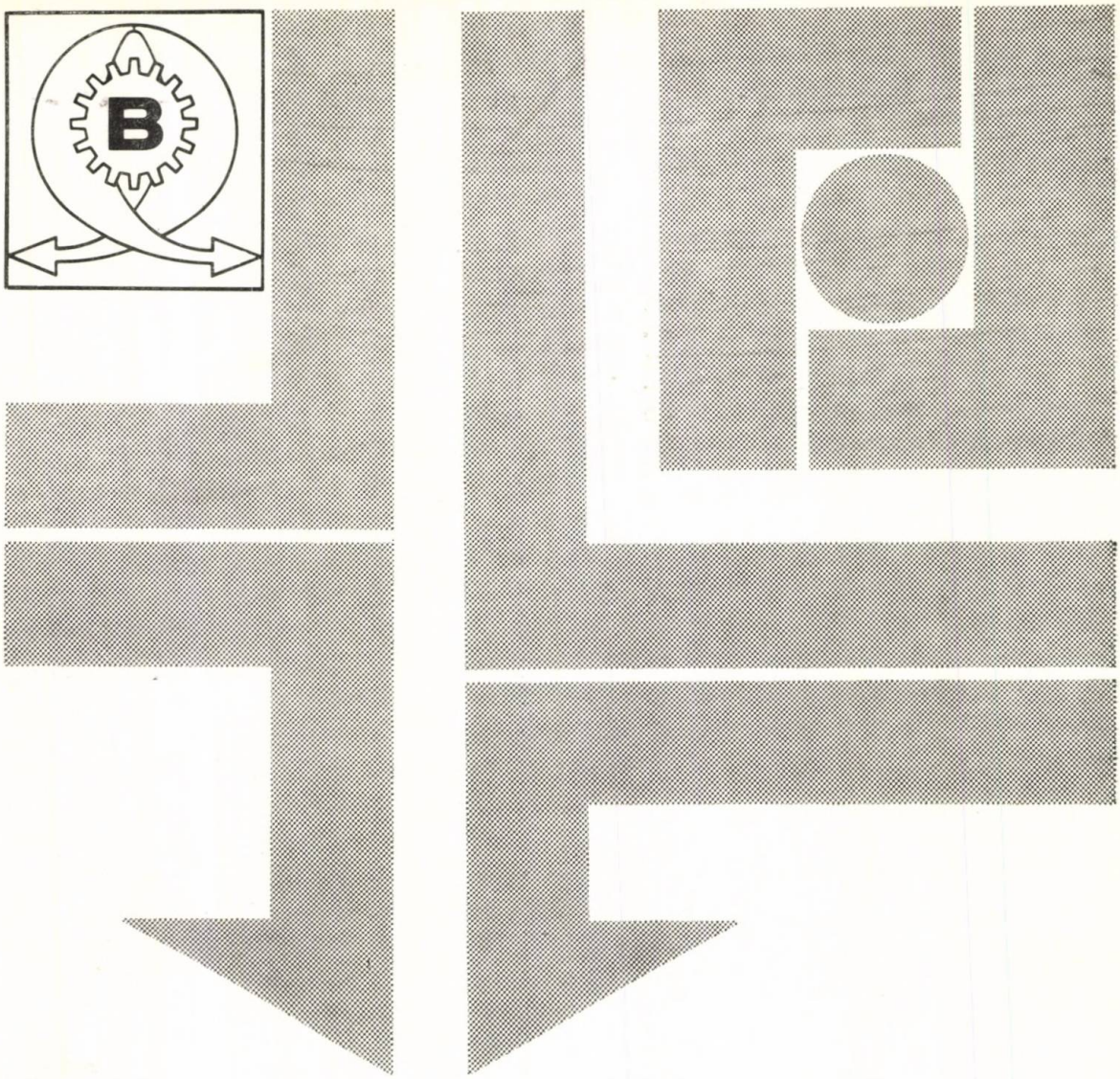
— utilaje pentru industria construcţiilor de maşini, piese componente, subansambluri.

Standurile cehoslovace au ocupat o suprafaţă netă de expunere de 41.675 m² din care 14.384 m² în pavilioane şi 27.291 m² în aer liber. Cele 25 de organizaţii de comerţ exterior din Cehoslovacia care au expus la această ediţie a tîrgului sînt : Centrotex, Ceramica cehoslovacă, Ferromet, Chemapol, Chirana, Investa, Kerametal, Kovo, Martimex, Merkuria, Metalimex, Motokov, Omnia, Omnipol, Polytechna, Pragoinvest, Sigma, Skloexport, Strojexport, Strojimport, Škodaexport, Škoda Plzen, Technoexport Praga, Technoexport Bratislava, Uzinele de electrotehnică pentru curenţi tari, cum şi Agenţia de Publicitate **RAPID.** O serie de întreprinderi s-au manifestat la Brno prin reprezentanţele cehoslovace ale organizaţiilor de comerţ exterior cuprinse în Uniunea utilitară pentru reprezentare externă, şi anume : Efektim, Interal, Intersim, Media, Mercanta, Phoenix, Pragent, Rephachem, Tradex, Unifrux, Zenit.

Participarea străină a reunit expozanţi din următoarele ţări : Belgia, Franţa, Norvegia, Portugalia, Austria, R. F.G., Statele Unite ale Americii şi Marea Britanie, Australia, Italia, Japonia, Canada şi Suedia.

În cadrul Tîrgului Internaţional pentru construcţii de maşini de la Brno din toamna anului 1979, **Republica Socialistă România** a participat ca şi în anii precedenţi la activitatea Centrului internaţional de informare şi a fost prezentă, ca în fiecare an, prin expoziţii în fiecare grupă de specialitate din nomenclatura tîrgului. Expoziţii importante aparţin unor domenii ca : mijloace de transport ; maşini agricole — deci tocmai cele care au reprezentat baza acestei ediţii a Tîrgului. Suprafaţa totală pentru expoziţiile întreprinderilor de comerţ exterior din România a fost de 1.660 m², cu 327 m² mai mult faţă de anul 1978. Pentru prima dată la Brno, au participat şi organizaţiile Forexim şi Maşinexportimport.

Principalii reprezentanţi cehoslovaci ai sectorului de tehnică agricolă au fost întreprinderile de comerţ exterior MOTOKOV, INTERSIGMA şi MARTIMEX. **MOTOKOV** a prezentat în jur de 40 maşini şi utilaje principale şi în jur de 30 de maşini şi utilaje secundare, dintre care o serie de noutăţi. Într-o gamă largă au fost expuse tractoarele marca Zetor, de la minitractoarele TZ4K, la tractorul-gigant Zetor 160,45, automaşina de împrăştiat, încărcătorul frontal, maşina de semănat fără arat, maşina de retezat sfecla de zahăr pe 6 rînduri, încărcătorul universal pentru sfecla de zahăr cu deplasare automată şi adaptor de cultivare a sfeclei de zahăr, maşina de recoltat cu deplasare automată şi linia de recoltare a hameiului. Întreprinderea **SIGMA** a expus pompe pentru agricultură, pentru diferite sisteme de irigaţie şi drenare, iar întreprinderea **MARTIMEX** a expus maşini pentru economia forestieră, tractoare şi remorci pe roţi echipate cu utilaje, ca de exemplu apucător (benă-polip), utilaj de îndepărtare a crengilor ş.a.m.d.



BVV **FOIRES ET EXPOSITIONS - BRNO**

BVV, veletrhy a výstavy
Výstaviště 1
602 00 BRNO
☎ 314
FAIRBRNO
✉ 062294, 062295

În anul 1980 BVV — Tîrguri şi expoziţii din Brno — va organiza şi următoarele tîrguri şi expoziţii cu caracter internaţional :

Tîrgul internaţional al bunurilor de consum	**16—22/4**
Expoziţia internaţională de tehnică automobilistică AUTOPROGRESS	**28/6—4/7**
Expoziţia internaţională a tehnicii de sudură WELDING	**28/6—4/7**
Expoziţia internaţională de roboţi ROBOT	**28/6—4/7**
Expoziţia internaţională a tehnicii de turnătorie FOND-EX	**28/6—4/7**
Expoziţia internaţională a instalaţiilor de montaj MONTEX	**28/6—4/7**
Expoziţia internaţională de aparatură stomatologică şi literatură de specialitate	**5—6/7**
Tîrgul internaţional al construcţiilor de maşini	**16—18/9**
Expoziţia internaţională de invenţii şi noutăţi tehnice INVEX	**23—29/10**

Maşinile rutiere şi maşinile de construcţii vor forma domeniul de bază pentru cea de-a XXII-a ediţie a Tîrgului internaţional al construcţiilor de maşini.

112 79 PRAHA 1 28. ŘÍJNA 13
Telefony : 2139, 267941 / 5
Telegram : Publicita Praha
Telex : 12 1142 REAG C

rapid

Domeniul tehnicii agricole a mai fost reprezentat și de alte țări socialiste, cum și de firme din Belgia, Franța, Olanda, Italia, R.F.G., Austria, Suedia, Elveția, Marea Britanie.

Altă firmă importantă din Cehoslovacia este și **STROJEXPORT** al cărei export cuprinde o gamă bogată de mașini, echipamente și instalații destinate mai multor ramuri industriale, astfel :

— construcții — utilaje de construcții, utilaje pentru lucrări rutiere și de terasamente, linii de fabricație pentru elemente de construcție prefabricate, betoniere și în general tot felul de utilaje pentru mecanizarea lucrărilor de construcții ;

— transporturi — vagoane de mărfuri și pentru transporturi suburbane, utilaje pentru construcția și întreținerea liniilor de cale ferată ;

— industria minieră — toate mașinile și instalațiile necesare în minele subterane, instalațiile pneumatice pentru lucrări miniere, utilaje și instalații speciale pentru lucrări miniere, pentru sortarea și prepararea minereurilor, pentru concasarea și prepararea cărbunelui, inclusiv asistență tehnică, instalații pentru extracție în cariere, excavatoare de dimensiuni mari, transportoare cu bandă etc. ;

— manipulare — stivuitoare, cărucioare elevatoare cu înălțime de ridicare mare și cărucioare elevatoare cu înălțime de ridicare mică, instalații de palete cu cîntărire, containere ;

— mașini de ridicat și mijloace de transport — macarale, palane, cricuri, transportoare, ascensoare, nacele, platforme de montaj cu cursă lungă, teleschiuri, basculante cu macara etc. ;

— depozitare și stocare — echipament pentru parcuri de volum mare ;

— instalații de climatizare — unități frigorifice, de încălzire și aerisire și sisteme de climatizare pentru construcții industriale, locuințe și microturnuri de răcire etc. ;

— prospecțiuni geologice — realizarea de prospecțiuni și lucrări geologice, geofizice, hidrologice, geochimice și gravimetrice inclusiv aparatura necesară ;

— echipamente hidraulice — grupuri și elemente hidraulice ;

— instalații de încălzire — cazane de joasă presiune, arzătoare, automate cu gaz și combustibili lichizi pentru cazane industriale și încălzire centrală, diferite tipuri de radiatoare pentru încălzire centrală, stații pentru arderea gunoaielor, cuptoare industriale, ateliere de sudare ;

— instalații hidraulice — stații pentru tratarea și epurarea apei potabile și a apei industriale, stații pentru tratarea apelor uzate etc. ;

— construcții de conducte de gaze și de petrol pentru mari distanțe, diferite mașini și instalații.

Întreprinderea de comerț exterior **PRAGOINVEST** a expus pe o suprafață de 4.000 m^2 și anume 20 de produse noi și alte 15 produse cu o concepție tehnică perfecționată ; diferite compresoare, instalații frigorifice, echipamente energetice, mașini pentru fabricarea ceramicii fine și a materialelor de construcții, electromotoare etc.

Sub lozinca **„Tehnica de azi — economia de mîine"**, cel mai mare exportator și importator cehoslovac de instalații industriale complete, întreprinderea de comerț exterior **SKODAEXPORT** a expus o serie de noutăți cum sînt cele din domeniul energetic — cu abur, hidraulic și nuclear —, din domeniul metalurgic, sau cel al mijloacelor de transport.

Astfel au fost: marele rotor turboagregat cu abur, cu puterea de 200 MW, prezentat pentru prima dată „în natură" (acest rotor este destinat centralei electrice de la Doicești) ; turbina de expansiune cu presiune medie tip EXT 408/S/30/6, rotorul cu palete de turbină cu abur și contra-presiune, cu o putere de 12 MW, rotorul pompei de acumulare cu două etaje, rotorul de presiune joasă al turbinei cu abur, cu palete mobile din oțel cu crom inoxidabil ; laminorul cu 20 de cilindri tip VD 12-27 x 400 pentru laminarea la rece a plăcilor de nichel și de aliajele acestuia, locomotiva electrică de manevră cu curent continuu, tip SKODA.

*
* *

Interesul deosebit de care s-a bucurat această ediție a Tîrgului de la Brno s-a datorat și faptului că a dat o imagine completă a ofertei cehoslovace, precum și unui important volum al ofertei internaționale. Aceasta s-a manifestat de altfel și în cele circa 6.000 de discuții care au avut loc între firmele cehoslovace și partenerii străini prezenți în perioada tîrgului.

Aurelia O. DOBRE

LEIPZIGER MESSE

REPUBLICA DEMOCRATA GERMANA

9. - 15. 3. 1980

Prilej pentru contacte internaţionale în vederea unui comerţ de mare succes ..... vă oferă tîrgul de la Leipzig. În special domeniul construcţiilor de maşini grele şi de utilaje dispune de o ofertă care reflectă nivelul de dezvoltare ştiinţifică şi tehnică pe plan mondial. Dacă doriţi să vă informaţi asupra ultimelor noutăţi. căutaţi posibilitatea unui schimb de experienţă. Dacă sînteţi interesat în soluţiile unor renumite probleme, tîrgul de primăvară 1980 din Leipzig vă oferă o privire complexă asupra acestei ramuri industriale, prin organizare de simpozioane, colocvii şi conferinţe.

Convingeţi-vă personal !

Vă aşteptăm la Leipzig !

Informaţii asupra călătoriei şi legitimaţia pentru tîrg se pot obţine prin ONT — Carpaţi sau prin serviciul de politică comercială din cadrul Ambasadei RDG în R. S. România, strada Dumbrava Roşie Nr. 4, Bucureşti.

ONT — Carpaţi organizează de asemenea grupe de călătorie pentru experţi, cu participare gratuită la conferinţe de specialitate şi avînd la dispoziţie în mod gratuit personal de specialitate, pentru însoţire.

PUBLICOM

EXPO '80

Agenţia de publicitate pentru comerţ exterior PUBLICOM invită specialiştii interesaţi să viziteze expoziţia internaţională

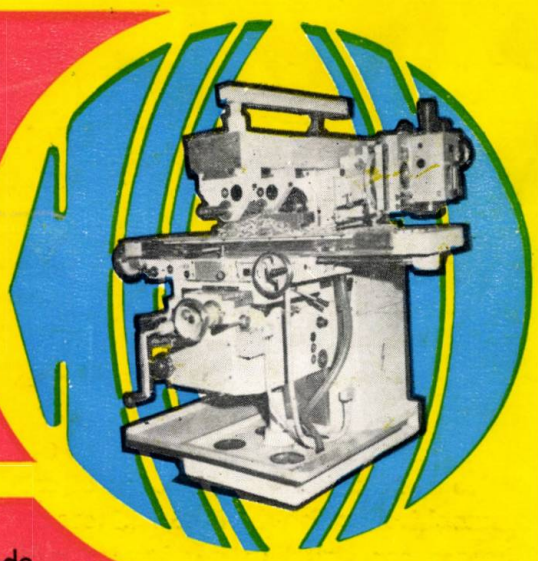
SUDURA '80

organizată la Bucureşti
în perioada 4 – 7 III 1980

Prezenta invitaţie este valabilă pentru un număr nelimitat de specialişti.

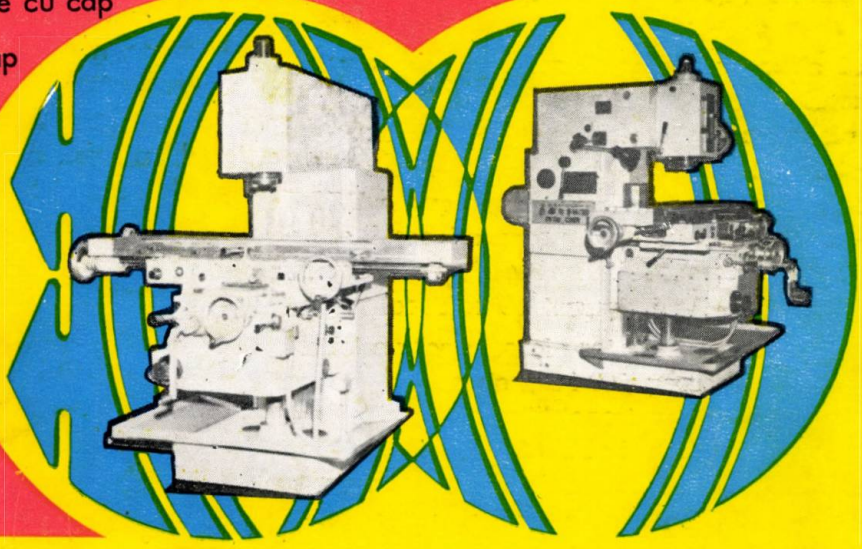
Pentru detalii privind firmele expozante, locul expoziţiei şi orele de vizitare rugăm să vă adresaţi la PUBLICOM, Bucureşti bd. N. Bălcescu nr. 22, telefon 14.75.35 sau 15.47.07 interior 95 sau 98.

Mașina de frezat universală F U 36 $\begin{matrix}\times 140\\ \times 160\end{matrix}$ este o mașină robustă, de mare productivitate, cu un domeniu foarte larg de utilizare, mai ales dacă este dotată cu accesorii speciale : capul de frezat vertical; capul de frezat cu pinolă ; capul de frezat universal ; capul de mortezat ; puntea motorizată ; cap divizor universal ; menghina rotativă ; masa rotativă ; dispozitivul de antrenare a mesei rotative ; dispozitivul de manevrare a accesoriilor



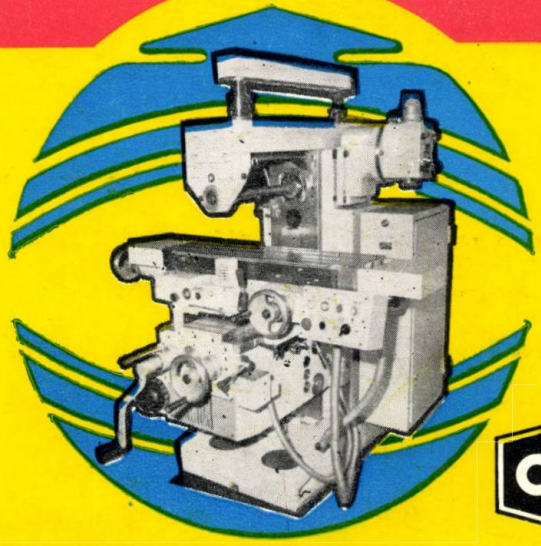
Familia mașinilor de frezat cu consolă mai cuprinde mașinile de frezat verticale cu cap fix FV 36 $\begin{matrix}\times 140\\ \times 160\end{matrix}$ CF și cu cap rotativ FV 36 $\begin{matrix}\times 140\\ \times 160\end{matrix}$ CR.

Sup. mesei . . mm. 360x 1600
Cursa long. . mm 1100
trans. . . . . mm 300
vertic. . . . . mm 450
Puterea electromotorului pr. . . . kW. 7,5



Noua mașină de frezat cu consolă FU 25 x 100 are o serie de calități :
-arhitectură modernă
-precizie ridicată de lucru
-productivitate și rigiditate ridicată
-deservire ușoară și comodă

FV 25 x 100 - Un set larg de accesorii normale și speciale, permite utilizarea mașinii pentru cele mai diverse genuri de prelucrări, atît în producția de serie mică sau unicate, cît și de serie mare.
-sup- de lucru. . . . . mm . . . 25ox 1ooo
-Cursa long. . . . . mm. 700
trans. . . . . mm. 250
vertic. . . . . mm. . 350



CUGIR

MASINEXPORTIMPORT

ISCE „Mașinexportimport"
București — ROMANIA
Str. Scaune nr. 1—3
Telefon: 13.75.96; 15.40.50
Telex: 11206; 11216
Telegrama — MEXIM — București

1980 MAJ 8

EXPORTA: *a) Mașini-unelte pentru prelucrarea metalelor :*

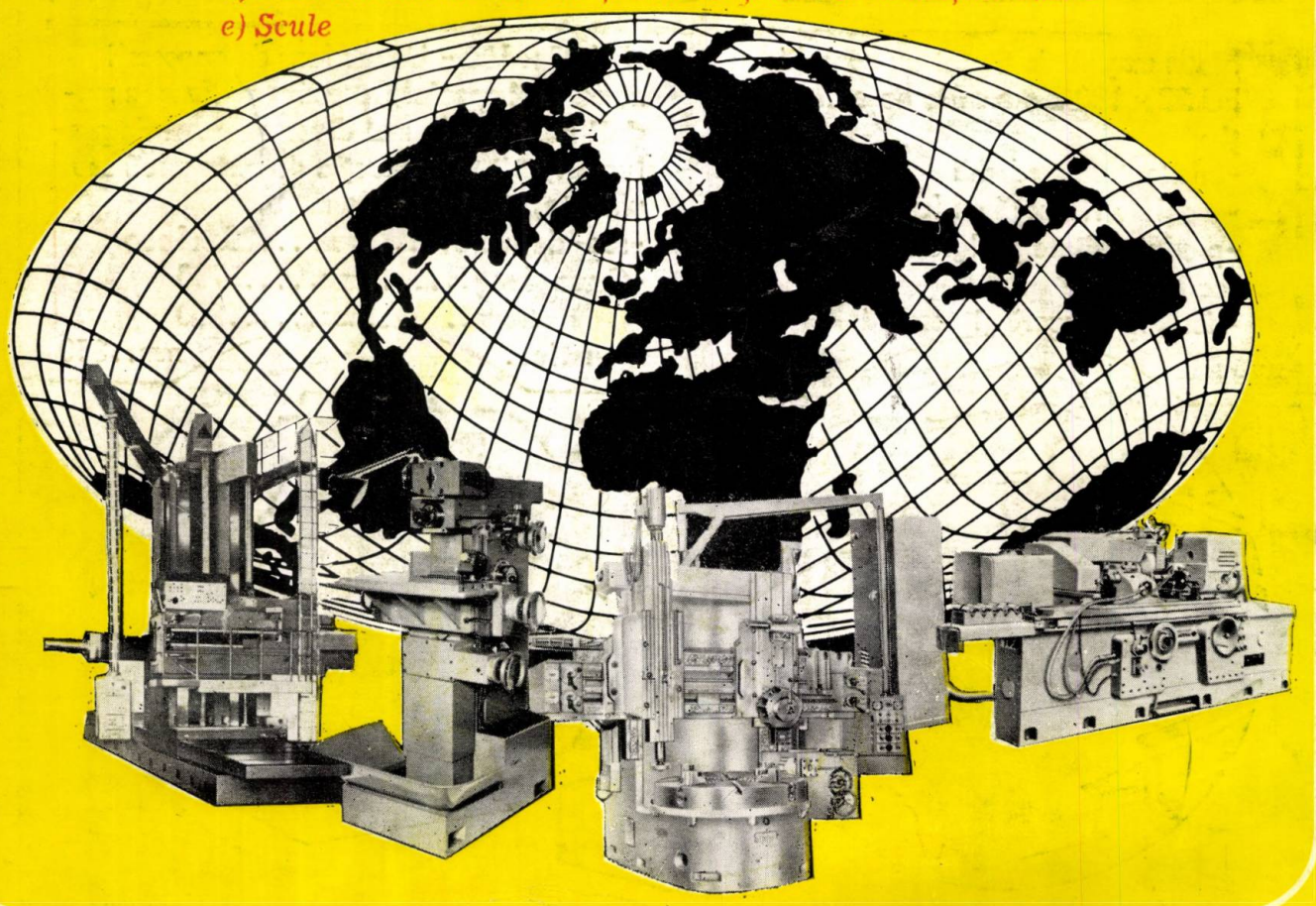
strunguri universale cu diametrul de prelucrare de la 320 mm la 1250 mm și distanța între vîrf și centru de la 750 mm la 10 000 mm; strunguri copiat SCO 400 OCF, strunguri automate monoax 16-25-42-60 mm; strunguri revolver 32-50-60-63-80 mm ; strunguri carusel cu diametru maxim de prelucrare de 1400-1650-2200-2700-3300-4300-6500,-8500,-12500-16000 mm; mașini de alezat și frezat cu diametrul broșei de 85-100-130-150; 160; 180 mm; freze longitudinale cu portal cu lățimea mesei de 660; 1000; 1600; 2200; 2500; 3100; 3500 mm; freze universale și verticale; freze de danturat, freze universale pentru sculărie; mașini de rectificat, de broșat, mașini de rectificat rotund, mașini de rectificat plan; mașini de rectificat fără centre; mașini de ascuțit scule; mașini de găurit; mașini de filetat vertical de interior; mașini de rabotat cu cursa de 425; 700; 800 mm, ferăstraie circulare și alternative de debitat metalele; mașini pentru prelucrarea și finisarea bilelor de rulmenți; prese pentru îndoit tabla; prese automate înclinabile; mașini pentru roluit tabla; foarfeci de tăiat fier beton ; foarfeci de tăiat profile ; foarfeci ghilotină; ciocane pentru forjă; polizoare duble.

b) Mașini pentru prelucrarea lemnului

c) Mașini pentru industria textilă

d) Instrumente de măsură și control și accesorii mașini-unelte

e) Scule



E 3279

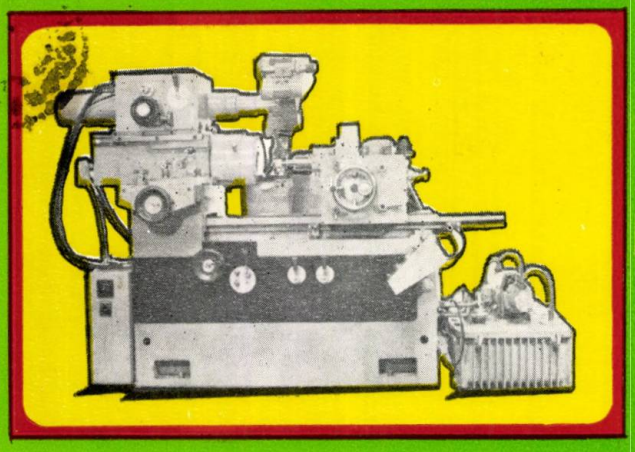
R

- Tratamente termice şi termochimice
- Tîrguri şi expoziţii

CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

2

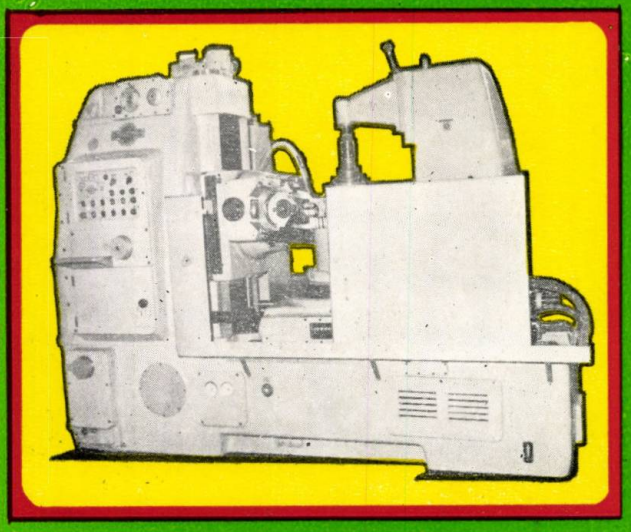
CONSTRUCŢIA DE MAŞINI ■ BUCUREŞTI ■ ANUL XXXII ■ FEBRUARIE ■ 1980



RIF 10/ 100 maşină de rectificat interior şi frontal, destinată rectificărilor de precizie ale alezajelor cilindrice sau conice, a suprafeţelor frontale plane şi ale pieselor de diferite configuraţii.

-precizie înaltă de prelucrare
-rigiditate ridicată
-nivel redus de vibraţii
-întreţinere şi manevrare simplă
-dotare sporită cu accesorii

Diametrul max.....mm....100
Diametrul min.....mm.... 10
Lungimea de rectificare....mm....120



CUGIR

INTREPRINDEREA MECANICA CUGIR

str. **LENIN** nr. **1**-jud. **ALBA**
ROMANIA
telef. **51420** • telex **036293** • cod **2566**

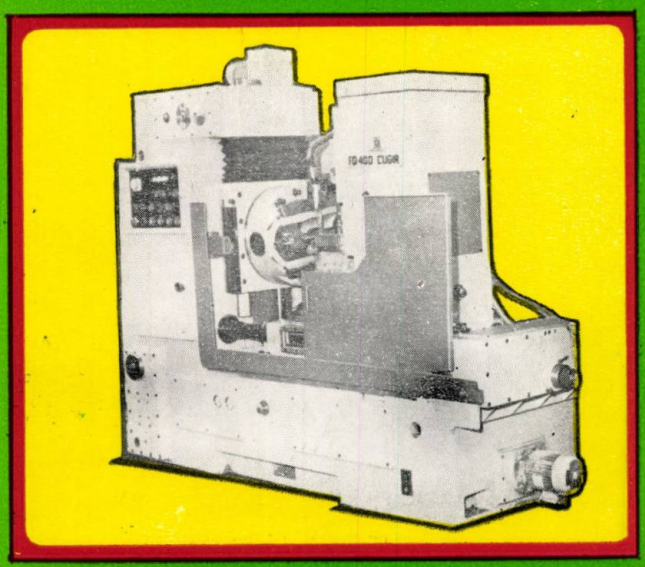
FD 800 -maşină destinată frezării prin rostogolire a roţilor dinţate cilindrice cu dantură exterioară dreaptă sau înclinată, a roţilor melcate şi cilindro-conice.

Precizia roţilor dinţate se încadrează în clasa a 7-a DIN.

Diametrul maxim.....mm....800
Modulul maxim.....mm.... 10
Nr. de dinţi minim..... 8

Familia maşinilor de frezat roţi dinţate prin rostogolire FD 250 şi FD 400 sînt destinate prelucrării roţilor dinţate cilindrice cu dinţi drepţi şi înclinaţi, a roţilor cilindro-conice, a roţilor melcate.

La comandă specială se livrează:
-dispozitivul de profilare longitudinală a dinţilor (formă de butoi).
-dispozitiv de strîngere hidraulică
-transportorul magnetic de aşchii.



MŰSZAKI KÖNYVTÁRAK DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONTJA 1983

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXII, Nr. 2, februarie, 1980

CUPRINS

Tratamente termice și termochimice

Lucrări prezentate la cel de al 7-lea Simpozion Internațional de Metalurgie Fizică și Tratamente Termice, București, 24—26.IX.1979

GÂDEA, SUZANA, DRĂGAN, N., IANC, P.: **Transformări structurale în domeniul austenitic în oțelurile de construcție microaliate.** 55

CRUDU, I., LEVCOVICI, SANDA, LEVCOVICI, D. T., CHEPTĂNARU, M., STANCIU, CR.: **Influența microalierii și a tratamentului termic asupra rezistenței la cald a unor oțeluri slab aliate.** 62

BAICU, ȘTEFANIA, FILIP, I.: **Contribuții privind influența nitrurării asupra rezistenței la oboseală a oțelurilor maraging cu 18% Ni; unele aspecte microfractografice.** 67

IONICĂ, I., FITERĂU, VICTORIA: **Aspecte ale influenței austenitei reziduale asupra comportării în exploatare a angrenajelor cementate din oțelul 18 Mo CN 13.** 72

SPĂTARU, I., SPĂTARU, A.: **Influența silicei asupra straturilor borizate, obținute în băi lichide de sticlă topită.** 76

FILEP, E., FARKAȘ, SZ., KOLOZSVARY, Z.: **Contribuții la dezvoltarea procedeului de borurare în băi de săruri topite.** 82

DRUGĂ, L., PANTEA, V., DELLAGIACOMO, E.: **Utilizarea stratului fluidizat la tratamente termice.** 86

IONESCU, D., TRĂISTARU, C., CHIRIACESCU, RALUCA, MOCANU, RODICA, ROȘU, LUCIA: **Cercetări în vederea realizării unor medii de călire, sintetice.** 89

DULĂMIȚĂ, T., FLORIAN, E., COJOCARU, M., VASILE, T.: **Procese fizice și fizico-chimice care au loc la nitrurarea ionică în plasme ce conțin azot și hidrogen.** 93

POȘIRCĂ, I., IONESCU, C., BALLY, D.: **Procese de ordonare și mișcări colective în aliaje Fe-Si.** 96

ZAMFIR, SIMONA, GROZA, IOANA, BOJIN, D.: **Unele aspecte ale coroziunii alamelor pentru schimbătoare termice.** 98

Tîrguri și expoziții

OANCĂ, RODICA: **Expoziția firmei Robotron — Sibiu 1979.** 102

DOBRE, AURELIA: **Tîrgul Internațional de la Leipzig, 9—15 martie 1980** 104

Consiliul științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu
Coordonator științific: ing. Șabac Maria

SUMARE

CZ : 669.14.018

Gâdea, Suzana, Drăgan, N., Ianc, P.: **Transformări structurale în domeniul austenitic în oţelurile de construcţie microaliate.**

Materialul prezintă cercetările efectuate pentru stabilirea cineticii proceselor de recristalizare statică şi de precipitare, la deformarea plastică la cald, a oţelurilor microaliate cu azot, aluminiu şi vanadiu. Rezultatele obţinute au permis clarificarea unor aspecte legate de mecanismul prin care are loc finisarea grăuntelui şi stabilirea schemelor tehnologice de fabricaţie a oţelurilor din această clasă, în scopul obţinerii unui ansamblu optim al caracteristicilor de rezistenţă şi tenacitate.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 2, 11 fig. 2 tab., 13 ref.

CZ : 621.78:669.14.252.2

Crudu, I., Levcovici, D.I., Popa, T., Levcovici, Sanda, Cheptănaru, M., Stanciu, C.: **Influenţa microalierii şi a tratamentului termic asupra rezistenţei la cald a unor oţeluri slab aliate.**

În lucrare sînt prezentate o serie de date referitoare la comportarea la cald a unor oţeluri slab aliate cu mangan, în cazul microalierii cu titan sau vanadiu. Microalierea cu metale tranziţionale, care produc durificarea prin precipitare, îmbunătăţeşte comportarea la temperaturi ridicate a oţelurilor slab aliate destinate fabricaţiei tablei pentru cazane.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 2, 10 fig., 1 tab., 10 ref.

CZ : 669.15.24—194:621.785.53

Baicu, Ştefania, Filip, I.: **Contribuţii privind influenţa nitrurării asupra rezistenţei la oboseală a oţelurilor maraging cu 18% Ni; unele aspecte microfractografice.**

În articol sînt prezentate rezultatele cercetărilor asupra comportării la solicitarea de oboseală prin încovoiere rotativă pe oţeluri maraging în stare îmbătrînită comparativ cu oţeluri maraging durificate superficial prin nitrurare.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 2, 12 fig., 3 tab., 6 ref.

CZ : 669.14.018.298.2:621.83

Ionică, I., Fiterău, Victoria: **Aspecte ale influenţei austenitei reziduale asupra comportării în exploatare a angrenajelor cementate din oţelul 18 Mo CN 13.**

Lucrarea prezintă cîteva rezultate privind comportarea în exploatare a angrenajelor cu dantură cilindrică în evolventă, confecţionate din oţelul 18 Mo CN 13 (STAS 791—66) cementat, cu un conţinut de austenită reziduală pînă la 30%.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 2, 6 fig., 4 tab., 9 ref.

CZ : 621.78

Spătaru, I., Spătaru, A.: **Influenţa silicei asupra straturilor borizate, obţinute în băi lichide de sticlă.**

Efectuarea tratamentului termochimic de borizare în băi lichide de sticlă permite realizarea procesului la temperaturi mai joase, efectele corozive asupra creuzetului metalic sînt diminuate microduritatea stratului borizat se măreşte fără a înrăutăţi fragilitatea acestuia. Lucrarea urmăreşte influenţa gradului de concentraţie a sticlei în baia lichidă de sticlă asupra cineticii mecanismului şi morfologiei stratului borizat.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 2, 13 fig., 3 tab., 2 ref.

CZ : 621.78

Filep, E., Farkaş, Sz., Kolozsváry, Z.: **Contribuţii la dezvoltarea procedeului de borurare în băi de săruri topite.**

Este studiată formarea stratului borurat într-o baie pe bază de borax şi carbură de siliciu cu adaos de florură de sodiu. Se expun rezultatele obţinute cu o asemenea baie, elaborată la Metalotehnica, pentru tratarea unor piese de maşini de cusut şi se arată că problema curăţirii pieselor poate fi rezolvată concomitent cu tratamentul termic ulterior.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 2, 10 fig., 1 tab., 8 ref.

CZ : 621.78

Drugă, L., Pantea, V., Dellagiacomo, E.: **Utilizarea stratului fluidizat la tratamente termice.**

Sînt prezentate experimentările efectuate pentru stabilirea condiţiilor de încălzire în strat fluidizat s-a experimentat un model matematic care permite determinarea mărimilor termice (viteză de încălzire, flux termic, coeficient global de schimb de căldură).

Sînt prezentate avantajele acestui tip de încălzire în domeniul tratamentelor termice.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 2, 4 fig., 6 ref.

CZ : 621.78

Ionescu, D., Trăistaru, C., Chiriacescu, Raluca, Mocanu, Rodica, Roşu, Lucia: **Cercetări în vederea realizării unor medii de călire sintetice.**

Sînt prezentate cercetările şi rezultatele obţinute în realizarea unor medii de răcire sintetice, înlocuitoare ale uleiului de tratament termic. Metoda practică folosită se bazează pe mărirea vîscozităţii apei prin aditivare cu anumite substanţe, de obicei organice astfel că fazele caracteristice ale răcirii unei piese în apă să fie modificate în sensul dorit. Sînt prezentate valorilor vitezelor medii de răcire şi ale indicilor de drasticitate, valori stabilite prin încercări proprii pentru apă distilată, ulei TT 25, soluţii UCON-A şi soluţii tip R, rezultate din cercetări.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 2, 7 fig., 2 tab., 5 ref.

CZ : 621.785.53

Dulămiţă, T., Florian, E., Cojocaru, M., Vasile, T.: **Procese fizice şi fizico-chimice care au loc la nitrurarea ionică în plasme ce conţin azot şi hidrogen.**

În articol sînt prezentate anumite caracteristici ale descărcării şi parametrii ai plasmei în procesul de nitrurare ionică. Sînt prezentate, de asemenea, mecanismele acceptate ca posibile în prezent pentru desfăşurarea procesului de nitrurare ionică în plasme ce conţin azot şi hidrogen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 2, 7 ref.

CONTENTS

DC : 669.14.018

Gâdea, Suzana, Drăgan, N., Ianc, P.: **Structural transformations in the austenitic field of constructional fine-grained alloy steels.**

The paper presents the research conducted with the view of establishing the kinetics of static recrystallization and precipitation in hot kneading of fine-grained nitrogen-aluminium-vanadium steels. The research results have clarified some aspects of the grain finishing mechanism and set up the manufacture flow diagram of this class of steels with the view of achieving the best resistance and tenacity characteristics.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 11 fig., 2 tabl. 13 ref.

DC : 621.78:669.14.252.2

Crudu, I., Levcovici, D. T., Popa, T., Levcovici, Sanda, Cheptănaru, M., Stanciu, C.: **Influence of fine-grained alloying and thermal treatment on the resistance to heat of low-alloy steels.**

The authors present a series of data on the resistance to heat of certain manganese low-alloy manganese steels when they are fine-grained alloyed with titanium or vanadium. The fine-grained alloying with transitional metals which brings about hardening by precipitation improves the behaviour of low alloy steels designed for the manufacture of boiler plates, at high temperatures.

Construcţia de maşini, 32 (1980), 10 fig., 1 tabl., 10 ref.

DC : 669.15'24—194:621.785.53

Baicu, Ştefania, Filip, I.: **The influence of nitrification on the resistance to fatigue of maraging steels (18% Ni); some microphotographic aspects.**

The paper presents the results of the research conducted on the rotary curving fatigue undergone by maraging steels compared with the behaviour of maraging steels hardened by nitrification.

Construcţia de maşini, 32 (1980), 13 fig., 3 tabl., 6 ref.

DC : 669.14.018.298.2:621.83

Ionică, I., Fiterău, Victoria: **Aspects of the influence of residual austenite on the behaviour of 18 MO CN 13 steel cemented gears.**

The paper presents some results regarding the behaviour of cylindrical involute-tooth-gears made of cemented 18 MO CN 13. (STAS 791—66) steel showing a residual austenite up to 30 p.c.

Construcţia de maşini, 32 (1980), 6 fig., 4 tabl., 9 ref.

DC : 621.78

Spătaru, I., Spătaru, A.: **The influence of silica on the boron layers achieved in liquid glass baths.**

The thermochemical boron treatment can be carried out at lower temperatures in fluid glass baths. The corrosive effects are cut down and the micro-hardness of the boron layer is being increased but its brittleness is not increased. The paper studies the influence of the silica concentration degree in the liquid glass bath on the kinetics of the boron coated layer mechanism and morpology.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2., 13 fig., 3 tabl., 2 ref.

DC : 621.78

Filep, E., Farkaş, Sz., Kolozsváry, Z.: **Contribution to the development of boron treatment in melted salts bath.**

The authors study the formation of the boron coating in a borax and silicon carbide bath with sodium fluoride addition. They describe the results achieved in such a bath (worked out at metalotehnica) designed for the treatment of some sewing machine components. Components cleaning can be carried out concomitantly with the further thermal treatment.

Construcţia de maşini 32 (1980), no. 2, 10 fig., 1 tabl., 8 ref.

DC : 621.78

Drugă, L., Pantea, V., Dellagiacomo, E.: **Use of a fluidized layer in thermal treatment.**

The paper describes the experiments conducted with the view of setting up the heating conditions in fluidized layer, the experimental installation and the materials used. For the study of the heat exchange phenomenon in a fluidized layer one has set up a mathematical model which has permitted to determine the thermal magnitudes (heating rate, thermal flow, global heat exchange coefficient).

The authors describe the advantages offered by this type of heating in the field of thermal treatments.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2., 4 fig., 6 ref.

DC : 621.78

Ionescu, D., Trăistaru, C., Chiriacescu, Raluca, Mocanu, Rodica, Roşu, Lucia.: **Research in view of the achievement of synthetic hardening media.**

The authors present the results of the research conducted in order to achieve some synthetic cooling media designed to replace thermal treatment oil. The practical method is based on increased water viscosity achieved by addition of certain substances (mostly organic), so that the characteristic stages of the water cooling of components could be altered according to requirements. The paper presents the average cooling rates and the drastic treatment indices (distilled water, TT 25 oil, UCON-A solution and R type solution) achieved by research.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 7 fig., 2 tabl., 5 ref.

DC : 621.785.53

Dulămiţă, T., Florian, E., Cojocaru, M., Vasile, T.: **Physical and physical — chemical processes which occur in ionic nitridizing in nitrogen — and hydrogen-containing plasma.**

The paper presents certain discharge characteristics and the plasma parameters of the ionic nitridation process. The authors describe also the mechanisms that are assumed to operate in the ionic nitridation process which occurs in nitrogen- and hydrogen — containing plasma.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 7 ref.

SOMMAIRE

DC : 669.14.018

Gâdea, Suzana, Drăgan, N., Ianc, P.: **Transformations structurelles dans le domaine austénitique des aciers de constructions microalliés.**

Cet ouvrage présente les recherches effectuées pour l'établissement de la cinétique des processus de recristallisation statique et de précipitation lors de la déformation plastique à chaud des aciers microalliés avec de l'azote, de l'aluminium et du vanadium. Les résultats obtenus ont permis l'éclaircisseement des aspects liés au mécanisme selon lequel on procède au finissage du grain et à l'établissement des schémas technologiques de fabrication des aciers de la même classe afin d'obtenir un ensemble optimum des caractéristiques de résistance et de ténacité.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 77 fig. 2 tab., 13 réf.

DC : 621.78.669.14.252.2

Crudu, I., Levcovici, D. T., Popa, T., Levcovici, Sanda, Cheptănaru, M., Stanciu, C.: **L'influence du microalliage et du traitement thermique sur la résistance à chaud des aciers faiblement alliés.**

L'ouvrage présente une série de données ayant trait au comportement à chaud de certains aciers faiblement alliés au manganèse, dans le cas du microalliage au titane ou au vanadium. Le microalliage avec des métaux traditionnels qui produisent le durcissement par précipitation, améliore le comportement aux températures élevées des aciers faiblement alliés destinés à la fabrication de la tôle pour chaudières.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 10 fig., 1 tab., 10 réf.

DC : 669.15'24—194:621.785.53

Baicu, Ştefania, Filip, I.: **Contributions concernant l'influence de la nitruration sur la résistance à l'usure des aciers maraging à 18 % Ni ; certains aspects microfractographiques.**

L'article expose les résultats des recherches sur le comportement à la sollicitation de la fatique sous flexion rotative sur aciers maraging à l'état vieilli, comparativement avec les aciers maraging durcis superficiellement par nitruration.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 12 fig., 3 tab. 6 réf.

DC : 669.14.018.293.2:621.83

Ionică, I., Fiterău, Victoria: **Aspects de l'influence de l'austénite résiduelle sur le comportement dans l'exploitation des engrenages cémentés en acier 18 Mo CN 13.**

Cet ouvrage présente guelques résultats concernant le comportement dans l'exploitation des engrenages à denture cylindrique développante, confectionnés en acier 18 Mo CN 13 (standard roumain STAS 791—66) cémenté, à teneur d'austénite résiduelle jusqu'à 30%.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 6 fig., 4 tab., 9 réf.

DC : 621.78

Spătaru, I., Spătaru, A.: **L'influence de la silice sur les couches boratées obtenues dans des bains liquides de verre.**

L'application du traitement thermochimique de boruration dans des bains liquides de verre permet la réalisation du processus à de basses températures, les effets corrosifs sur le creuset métallique sont diminués, la micro-dureté de la couche boratée s'accroît sans diminuer la fragilité de celle-ci. L'ouvrage poursuit l'influence du degré de concentration de la silice dans le bain liquide de verre sur la cinétique du mécanisme et la morphologie de la couche boratée.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 13 fig., 3 tab., 2 réf.

DC : 621.78

Filep, E., Farkaş, Sz., Kolozsváry, Z.: **Contributions au développement du procédé de boruration dans des bains de sels fondus.**

On étudie la formation de la couche boratée dans un bain à base de borax et de carbure de silice avec addition de fluorure de sodium. On expose les résultats obtenus dans un bain de ce genre, élaboré par «Metalotehnica», pour le traitement de pièces de machines â coudre et l'on montre, que le problème du nettoyage des pièces peut être résolu concomitamment avec le traitement thermique ultérieur.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 10 fig., 1 tab., 8 réf.

DC : 621.78

Drugă, L., Pantea, V., Dellagiacomo, E.: **L'utilisation de la couche fluidisée aux traitements thermiques.**

On présente les expérimentations effectuées en vue de l'établissement des conditions de chauffage en couche fluidisée ainsi que l'installation expérimentale et le matériau utilisé pour la couche fluidisée. Pour l'étude du phénomène d'échange de chaleur en couche fluidisée on a expérimenté un modèle mathématique qui permet la détermination des grandeurs thermiques (vitesse de chauffage, flux thermique, coefficient global d'échange de la chaleur).

On relève les avantages de ce type de chauffage dans le domaine des traitements thermiques.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 4 fig., 6 réf.

DC : 621.78

Ionescu, D., Trăistaru, C., Chiriacescu, Raluca, Mocanu, Rodica, Roşu, Lucia: **Recherches en vue de la réalisation de milieux de trempe synthétiques.**

On présente les recherches et les résultats obtenus dans la réalisation de milieux de refroidissement synthétiques, remplaçants de l'huile de traitement thermique. La méthode pratique utilisée est basée sur l'accroissement de la viscosité de l'eau par additivation avec certaines substances, habituellement organiques, de sorte que les phases caractéristiques de refroidissement d'une pièce dans l'eau soit modifiées dans le sens désiré. On y présente les valeurs des vitesses moyennes de refroidissement et des indices rigoureux d'efficacité, valeurs établies par des essais propres pour l'eau distilée, l'huile TT 25, les solutions UCON-A et les solutions type R, résultant des recherches.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no 2, 7 fig., 2 tab., 5 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 669.14.018

Gâdea, Suzana, Drăgan, N., Ianc, P.: **Strukturveränderungen im austenitischen Bereich bei Stählen mikrolegierten Aufbaus.**

Im Artikel werden die zur Ermittlung der in den Prozessen der statischen Widerkristallisation und der Niederschlagausscheidungen bei der plastischen Warmverformung der mit Azot —, Aluminium — und Vanadiumzugabe mikrolegierten Stähle auftretender Kinetik, durchgeführte Forschungen beschrieben. Die Ergebnisse haben zur Klärung einiger Aspekte, die mit der Kornbildung und mit der Ausarbeitung der technologischen Schemen zur Fertigung der Stähle diese Klasse verbunden sind, beigetragen zwecks Erzielung eines optimalen Gesamtbildes der Festigkeits — und Härteeigenschaften.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 2, 11 Bild., 2 Taf., 13 Lit.

DK : 621.78:669.14.252.2

Crudu, I., Levcovici, D. T., Popa, T., Levcovici, Sanda, Cheptănaru, M., Stanciu, C.: **Der Einfluß des Mikrolegierens und der Wärmebehandlung auf die Wärmefestigkeit einiger niedriglegierten Stähle.**

In der Abhandlung werden eine Reihe von Daten veröffentlicht, die sich auf das Wärmev Verhalten einiger mit Manganzugabe niedriglegierter Stähle im Falle der Mikrolegierung mit Titan — oder Vanadiumzusatz beziehen. Das Mikrolegieren mit Zugabe von Übergangsmetallen, die durch Niederschlagen die Abhärtung bewirken, verbessert das Verhalten der niedriglegierten Stähle, die für die Herstellung von Kessellblech bestimmt sind, gegenüber hohen Temperaturen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 2, 10 Bild., 1 Taf., 10 Lit.

DK : 669.15'24—194:621.785.53

Baicu, Ştefania, Filip, I.: **Beiträge zur Einwirkung der Stickstoffhärtung auf die Ermüdungsfestigkeit der Maraging-Stähle mit 18% — igen Nickelzusatz; einige mikrofraktographische Aspekte.**

In der Abhandlung werden die Forschungsergebnisse hinsichtlich des Verhaltens der veralterten Maraging-Stähle im Vergleich zu den durch Aufstickung oberflächengehärteten Maraging-Stähle gegenüber der Ermüdungsbeanspruchung durch Drehbiegung bekant gemacht.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 2, 12 Bild., 3 Taf., 6 Lit.

DK : 669.14.018.298.2:621.83

Ionică, I., Fiterău, Victoria.: **Aspecte der vom Rückstandsaustenit auf das Betriebsverhalten der im Einsatz gehärteten, aus der Stahlsorte 18 Mo CN 13 gefertigten Getriebe ausgeübten Wirkung.**

In der veröffentliche Abhandlung werden einige Ergebnisse hinsichlich des Betriebsverhalten der im Einsatz gehärteten, aus der Stahlsorte 18 Mo CN 13 (STAS 791—66), mit einem Gehalt an rückständigen Austenit bis zu 30% angefertigten Evolventgetriebe beschrieben.

Construcţia de maşini, 32 (1980,) Nr. 2, 6 Bild., 4 Taf., 9 Lit.

DK : 621.78

Spătaru, I., Spătaru, A.: **Der Einfluß des Siliziumdioxyds auf den in flüssigen Glasbad erzielten borisierten Schichten.**

Die thermochemische Behandlung zur Borisierung im flüssigen Glasbad ermöglicht die Durchführung des Borisierungsprozesses bei niedrigeran Temperaturen und mit einem geringeren korrodierenden Effekt auf den aus Metall hergestellten Schmelztiegel; man erzielt eine höhere Mikrohärte der borisierten Schichte ohne, daß dadurch ihre Brüchigkeit beeinträchtigt wird. In der veröffentlichen Abhandlung wird der vom Konzentrationsgrad des Siliziumdioxyds in flüssigen Glasbad auf die Kinetik des Vorgangs und die Morphologie der borisierten Schichte ausgeübte Einfluß untersucht.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 2, 13 Bild., 3 Taf., 2 Lit.

DK : 621.78

Filep, E., Farkaş, Sz., Kolozsváry, Z.: **Beiträge zur Entwicklung des Borurierungsverfahren in schmelzflüssigen Salzen.**

Untersucht wird die Bildung der borurierten Schicht in einem aufgrund vom Borax und Siliziumkarbid mit Natriumfluoridzusatz zubereiteten Bad. Es werden ferner die Ergebnisse beschrieben, die mit diesem vom „Metalotehnica" — Betriebangefertigten Bad für die Behandlung einiger Nähmaschinenteile erzielt wurden, und es wird hingewiesen, daß die Reinigung der behandelten Werkteile gleichzeitig mit der nachträglich erfolgenden Wärmebehandlung durchgeführt werden kann.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 2, 10 Bild., 1 Taf., 8 Lit.

DK : 621.78

Drugă, L., Pantea, V., Dellagiacomo, E.: **Die Verwendung des Pebbleverfahren in der Wärmebehandlung.**

Beschrieben werden die zur Ermittlung der Erwärmungsbedingungen im Pebbleverfahren durchgeführten Versuche. Ferner werden die Experimentalanlage und das für das Pebbleverfahren verwendete Werkstoff prësentiert. Zur Untersuchung der Wärmeaustauscherscheinung im Peblleverfahren wurde ein mathematisches Modell untersucht, das die Bestimmung der thermische Großen (Erwärmungsgeschwindigkeit, Wärmeflüß, Gesamtkoeffizient des Wärmeaustausches) ermöglicht. Es werden auch die vom diesem Erwärmungstyp im Bereich der Wärmebehandlung angebotenen Vorteile angeführt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 2, 4 Bild., 6 Lit.

DK : 621.78

Ionescu, D., Trăistaru, C., Chiriacescu, Raluca, Mocanu, Rodica, Roşu, Lucia: **Forschungen zur Entwicklung synthetischer Abschreckmittel.**

Es werden die Forschungen und die erzielten Ergebnisse in der Entwicklung synthetischer Abschreckmittel, die das öe in der Wärmebehandlung ersetzen können, beschrieben. Die praktisch verwendete Methode beruht auf der Vergrößerung der Wasserviskosität durch Zugabe bestimmter Stoffe, gewöhnlich von organischen Stoffen, sodaß die Phasen, die für die Erkaltung einer Werkteiles im Wasser kennzeichnend sind, im gewünschten Sinne verändert werden. Es werden die Werte der durchschnittlichen Erkaltungsgeschwindikeit und die Wertzahlen der drastischen Abschreckung angegeben, Werte, die durch eigene Versuche für Destillationswasser, das öe TT 25, die Lösung UCON-A, und für die Lösungen des Typs R, die sich aus den Versuchen ergehen haben, ermittelt wurden.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 2, 7 Bild., 2 Taf., 5 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 669.14.018

Гыдеа, Сузана, Дрэган, Н., Янк, П.: **Структурные преобразования в аустенитической области у микролегированной строительной стали.**

Материал представляет исследования по определению кинетики процессов статической перекристаллизации и осаждения при горячепластичной деформации микролегированной стали с азотом, алюминием и ванадием. Благодаря полученным результатам был выяснен ряд аспектов, связанных с механизмом, через который осуществляются отделка зернышка и определение технологических схем производства стали этой классы с целью получения оптимального ансамбля свойств прочности и стойкости.

Constructia de maşini, 32 (1980), н. 2, 11 рис., 2 табл., 13 лит.

ДК : 621.78 : 669.14.252.2

Круду, И., Левкович, Д. Т., Попа, Т.; Левкович, Санда, Кептэнару, М, Станчу, К.: **Влияние микролегирования и термической обработки ряда слаболегированной стали.**

В работе представлены данные о горячем поведении ряда слаболегированной стали с марганцем, в случае микролегирования титаном или ванадием. Микрологирование переходными металлами, обеспечивающими отвердение осаждением, улучшает поведение слаболегированной стали для производства котельного листового материала к повышенным температурам.

Constructia de maşini, 32 (1980), н. 2, 10 рис., 1 табл., 10 лит.

ДК : 669.15,24—194 : 621.785.53

Байку Ш.; Филип И.: **Вклады о влиянии нитрурирования на прочность к усталости у стали мараджинг с 18%Ni : ряд аспектов микрофрактографии.**

В статье представлены результаты исследований о поведении к усталости ротационным изгибом у стали мараджинг в устарелом состоянии по сравнению с недостаточно отверденной сталью мараджинг нитрурированием.

Constructia de maşini, 32 (1980), н. 2, 12 рис., 3 табл., 6 лит.

ДК : 669.14.018.298.2 : 621.83

Ионикэ, И., Фитерэу, В.: **Аспекты влияния остаточного аустенита на поведения в эксплуатации цементированных зацеплений из стали 18 MoCN 13.**

Работа представляет ряд результатов о поведении в эксплуатации цементированных цилиндрических зубчатых зацеплений из стали 18MoCN13 (СТАС 791-66), с содержанием остаточного аустенита — до 30%.

Constructia de maşini, 32 (1980), н. 2, 6 рис., 4 табл., 9 лит.

ДК : 621.78

Спэтару, И., Спэтару, А.: **Влияние силиция на боризированные слои, полученные в жидких ванных стекла.**

Благодаря термохимической обработке боризирования в жидких ванных стекла, процесс осуществляется при более низких температурах, коррозийное действие на метенллический тигель понижено, микротвердость боризированного слоя увеличивается без ухудшения его ломкости. Работа представляет влияние степени концентрации силиция в жидком ванном стекла на кинетику механизма и морфологии боризированного слоя.

Constructia de maşini, 32 (1980), н. 2, 13 рис., 3 табл., 2 лит.

ДК : 621.78

Филеп, Е, Фаркаш, Сз., Колошвари, З.: **Вклад в развитио метода борирования в ванных плавленных солей.**

Изучается формирование борированного слоя в ванном на основе бора и карбида силиция с добавкой фтористого натрия. Представлены результаты, полученные при помощи этим ванным, методом, составленным на предприятии Металотехника, с целью обработки деталей для швейных машин; статья демонстрирует, что вопрос ачистки деталей можно решить параллельно с последующей термической обработкой.

Constructia de maşini, 32 (1980), н. 2, 10 рис., 1 табл., 8 лит.

ДК : 621.78

Другэ, Л., Пантеа, В., Деладжакомо, Е.: **Применение летучего слоя при термической обработке.**

Представлены опытные работы для определения условий отопления в летучем слое, а также опытная установка и материал, используемый для летучего слоя. Для изучения явления теплообмена в летучем слое испытали математическую модель, содействующую определению термических величин (скорость отопления, термический поток, валовой коэффициент теплообмена) представлены выгоды этого типа отопления в области термической обработки.

Constructia de maşini, 32 (1980), н. 2, 4 рис., 6 лит.

ДК : 621.78

Ионеску, Д., Трэйстару, К., Кириаческу, Ралука, Мокану, Родика, Рошу, Лучиа: **Исследования для осуществления ряда синтетических сред закалки.**

Работа представляет исследования и результаты, полученные по осуществлению ряда синтетических сред охлаждения, заменяющих масло термической обработки. Практически используемый метод основывается на повышении вязкости воды через притадки, обычно, органические, так, чтобы характерные этапы охлаждения детали в воде были измерены в желаемом смысле. Представлены также значения средних скоростей охлаждения и показателей строгости, определяемые собственными испытаниями для дистиллированной жидкости, масла TT 25 растворов UCON—A и типа R, вытекающих из исследовательской работы.

Constructia de maşini, 32 (1980), н. 2, 7 рис., 2 табл., 5 лит.

ДК : 621.785.53

Дулэмицэ, Т. Флориан, Е., Кожокару, М., Василе, Т.: **Физические и физико-химические процессы, протекающие при ионовом нитрурировании в плазмах, содержащих азот и углерод.**

Статья представляет ряд свойств разрядки и параметров плазмы в процессо ионового нитрурирования, а также механизмы, принятые возможными для протекания процесса ионового нитрурирования в плазмах, содержащих азот и углерод.

Constructia de maşini, 32 (1980), н. 2, 7 лит.

CZ : 669.018:669.18

Poşircă, I., Ionescu, C., Bally, D.: **Procese de ordinare şi mişcări colective în aliaje Fe-Si.**

În lucrare este prezentată problema proceselor de ordonare şi acces a evoluţiei constantelor elastice cu concentraţia în cazul aliajelor Fe-Si cu conţinut relativ mic de Si.

Materialele care fac obiectul lucrării sînt aliaje Fe-Si cu conţinut de Si: 2—4% procente atomice. Pentru studierea proceselor de ordonare în apropiere, în lucrare s-au folosit, metodele împrăştierii de electroni.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 2, 10 ref.

CZ : 620.191

Zamfir, Simona, Groza, Ioana, Bojin, D.: **Unele aspecte ale coroziunii alamelor pentru schimbătoare termice.**

Obiectul articolului îl constituie cauzele care au determinat scoaterea prematură din uz a unor schimbătoare termice din alamă. Sînt analizate prin studii macroscopice, microscopice şi cu ajutorul razelor X cauzele de materiale care au determinat fiabilitatea redusă a acestor utilaje.

Sînt analizate fenomenele de coroziune chimică localizată şi eroziune, de coroziune sub sarcină şi forma de coroziune cea mai des întîlnită în aceste situaţii — dezincarea.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 2, 19 fig., 1 tab., 5 ref

---

DC : 669.018:668.18

Poşircă, I., Ionescu, C., Bally, D.: **Ordination processes and collective motions in Fe-Si alloys.**

The paper presents the problem of the ordination processes and elastic constants development in Fe-Si alloys with relatively small Si content. The autors have analysed Fe-Si alloys of 2—4% Si content. For the study of the ordonation processes the authors have used the electron dispersion methods.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 10 ref.

DC : 620.191

Zamfir, Simona, Groza, Ioana, Bojin, D.: **Some aspects of the corrosion which attacks brass heat exchangers.**

The paper deals with the causes which bring about a premature putting out of service of brass heat exchangers. Macroscopic, microscopic and X — ray investigations have demonstrated the poor reliability of these installations.

The phenomena of localized chemical corrosion, erosion, corrosion occurring under load and the most frequently met type of corrosion — dezincing — are being analized.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 19 fig., 1 tabl., 5 ref.

DC : 621.785.53

Dulămiţă, T., Florian, E., Cojocaru, M., Vasile, T.: **Processus physiques et physico-chimiques qui ont lieu lors de la nitruration ionique dans les plasmas contenant de l'azote et de l'hydrogène.**

L'article présente certaines caractéristiques du déchargement et des paramètres du plasma dans le processus de nitruration ionique. On y présente, également, les mécanismes acceptés comme possibles, à présent, pour le déroulement du processus de nitruration ionique dans des plasmas qui contiennent de l'azote et de l'hydrogène.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 7 réf.

DC : 669.018:669.18

Poşircă, I., Ionescu, C., Bally, D.: **Procédés de classement et mouvements collectifs dans les alliages Fe-Si.**

L'ouvrage présente le problème des processus de classement et celui de l'évolution des constantes élastiques à concentration dans le cas des alliages Fe-Si à teneur relativement faible de Si. Les matériaux qui forment l'objet de l'ouvrage sont les alliages Fe-Si à contenu de Si: 2—4% pourcentages atomiques. Pour l'étude des processus de classement à proximité, l'ouvrage a utilisé les méthodes de diffusion d'électrones.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 10 réf.

DC : 620.191

Zamfir, Simona, Groza, Ioana, Bojin, D.: **Certains aspects de la corrosion des laitons pour échangeurs thermiques.**

Cet article a pour objet les causes qui ont déterminé la mise hors d'usage prématurée de certains échangeurs thermiques en laiton. On analyse, par des études macroscopiques, microscopiques ou à l'aide des rayons X, les causes liées au matériau ayant déterminé la fiabilité réduite de ces outillages. On examine les phénomènes de corrosion chimique localisée et d'érrosion, de corrosion sous charge et la forme de corrosion la plus souvent rencontrée, dans ces situations, le dézingage.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 2, 19 fig., 1 tab., 5 réf.

DK : 621.785.53

Dulămiţă, I., Florian, E., Cojocaru, M., Vasile, T.: **Physikalische und physikalisch-chemische Prozesse, die bei der ionischen Aufstickung in azot — und wasserstoffhaltigen Plasmen stattfinden.**

Im Artikel werden bestimmte Kennwerte der Entladung und die Parameter der Plasma im ionisxhen Aufstickungsprozes präsentiert. Gleichzeitig werden die für Abwicklung des ionischen Aufstickungsprozesses in azot — und wasserstoffhaltigen Plasmen gegenwärtig als möglich annehmbaren Vorgänge beschrieben.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 2, 7 Lit.

DK : 669.018:669.18

Poşircă, I., Ionescu, C., Bally, D.: **Prozesse der Anordnung und kollektive Bewegungen in den Fe-Si-Legierungen.**

In der Abhandlung werden das Problem der Anordnungsprozesse und die mit der Konzentration stattfindende Evolution der elastischen Konstanten im Fall der Fe-Si-Legierungen mit verhhältnismäßig geringem Si-Gehalt behandelt. Die Werkstoffe die Gegenstand der Abhandlung bilden, sind Fe-Si-Legierungen mit einem Si-Gehalt von 2—4% Atomprozent. Zur Untersuchung der Prozesse der Näherungsanordnung wurden die Methoden der Elektronensreuung verwendet.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 2, 10 Lit.

DK : 620.191

Zamfir, Simona, Groza, Ioana, Bojin, D.: **Einige Aspecte der Korrosion der für Wärmeaustauscher verwendeten Messinglegierungen.**

Gegenstand des Artikels bilden die Gründe, die den vorfristgen Betriebsausfall von Wärmeautsauscher aus Messing bewirken. Die werkstoffgebundenen Gründe, die die geringe Zuverlässigkeit dieser Ausrüstungen verursachten, wurden durch makroskopische, mikroskopische sowie durch die mit Hilfe der X-Strahlen durchgeführten Untersuchungen analysiert. Es werden die Erscheinungen der lokalen chemischen und Zernagungskorrosion unter Last sowie die in diesem Fall am häufigsten auftretende Korrosion — das Entzinken — untersucht.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 2, 19 Bild., 1 Taf., 5 Lit.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3

ATTENTION !

Les lectures étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

ДК : 669.018 : 669.18

Поширкэ, И., Ионеску, К., Балли, Д.: **Процессы привода в порядок и коллективных движений в сплавах Fe—Si.**

Работа представляет вопросы процессов привода в порядок и эволюции эластических постоянных с концентрацией, в случае сплавов Fe—Si со сравнительно небольшим содержанием Si. Материалы, составляющие предмет работы — сплавы Fe—Si с содержанием Si : 2—4% атомных процентов. Для изучения процессов близкого привода в порядок в работе использовали методы рассыпания электронов.

Construcţia de maşini, 32 (1980), н. 2, 10 лит.

ДК : 620.191

Замфир, Симона, Гроза Иоана, Божин, Д. : **Ряд аспектов коррозии латуни для термических обменников.**

Предметом статьи являются причины, обуславливающие досрочный выход их действия ряда латунных термических обменников. Анализируются макроскопическим и микроскопическим изучением и при помощи X-гучей материальные причины, обусловленные пониженное использование этого оборудования. Рассматриваются явления местной химической коррозии и коррозии под нагрузкой, а также форму часто встречаемой коррозии — обесцинкование.

Construcţia de maşini, 32 (1980), н. 2,, 19 рис., 1 табл., 5 лит.

ACHTUNG !

Ausländische Leser Können sich durch ILEXIM — Serviciul export-import presă, P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели инностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137. Telex 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI" organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România, Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 133, sector I, telefon 50.40.90 şi 50.50.25/interior 477. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 5, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : 70 lei anual. Costul unui exemplar : 8 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploieşti", str. Vasile Lupu, nr. 45.

CZ : 669.14.018

Transformări structurale în domeniul austenitic în oțelurile de construcție microaliate

Prof. dr. ing. Suzana **GÂDEA** — Institutul Politehnic — București
Ing. N. **DRĂGAN**, ing. P. **IANC** — I.C.E.M. București

Cadrul problemei

Pentru obținerea unor produse cu proprietăți prestabilite, în urma proceselor industriale de fabricație care presupun o sumă de operații termice și de deformare, este necesar controlul transformărilor structurale care au loc pe întreg parcursul fabricației și dirijarea lor în scopul dorit.

Din acest punct de vedere, oțelurile de construcție microaliate își datorează proprietățile, în raport cu oțelurile de tip St 52 cu compoziția chimică de bază, asemănătoare, efectului elementelor de microaliere : V, Nb, Ti, Al, N, adăugate în cantități sub 0,2%, individual sau în combinație [1, 2, 3].

În aceste oțeluri, funcție de modul de conducere al procesului tehnologic, elementele de microaliere se pot găsi în soluție solidă sau sub formă de precipitate avînd, corespunzător celor două moduri de existență, mecanisme de acțiune și efecte asupra caracteristicilor structurale, diferite figura 1 [4].

	$[Me]_y$ (soluție solidă în austenită)		Me_x (precipitat)
Mecanism	Micșorarea vitezei de difuziune Micșorarea temperaturii de transformare $\gamma \rightarrow \alpha$	Intîrzierea recristalizării	Finisarea mărimii de grăunte și a structurii dislocațiilor
Efectul asupra structurii	Finisarea granulației Creșterea rezistenței datorită dislocațiilor	Finisarea granulației Texturare	Finisarea granulației Durificarea prin precipitare Controlul formei sulfurilor

EFECTUL Nb;V și Ti ÎN OȚEL

Fig. 1 Mecanismul de acțiune a elementelor de microaliere și efectul lor asupra structurii oțelurilor de construcție.

Este evident, că modificarea caracteristicilor structurale determină, pentru o compoziție chimică dată, mutații în nivelul proprietăților mecanice, în principal de rezistență (limita de curgere) și tenacitate (temperatura de tranziție).

Expresia cantitativă generală a relației între structura și proprietățile de rezistență este dată de relația lui Petch [5] :

$$R_y = R_i + k_y \cdot d^{-1/2} \qquad (1)$$

în care :

R_y — este limita de curgere a oțelului ;
R_i — este tensiunea necesară defectelor de rețea pentru a învinge forțele de frecare Peierls-Nabarro și rezistența opusă de atomii elementelor străine aflate în soluție ;
K_y — dă o măsură a tensiunii de forfecare, care își are originea în dislocațiile aflate pe o bandă de alunecare, pe limita de separare a grăunților ;
d — este diametrul grăuntelui.

Pentru cazul oțelurilor de construcție microaliate relația (1) devine :

$$R_y = R_i + R_p + k_y \cdot d^{-1/2} \qquad (2)$$

unde R_p reprezintă creșterea limitei de curgere datorită precipitării elementelor de microaliere.

Pentru tenacitate, Smallmann [6], aplicînd teoria lui Cottrell și Griffith la ecuația lui Petch, stabilește relația următoare :

$$\beta \cdot \mu \cdot \gamma = k_y \cdot [R_i \cdot d^{-1/2} + k_y], \qquad (3)$$

care în cazul oțelurilor microaliate devine :

$$\beta \cdot \mu \cdot \gamma = k_y \cdot [(R_i + R_p) \cdot d^{-1/2} + k_y] \qquad (4)$$

unde :

μ — este modulul de forfecare al fierului pur ;
β — este o constantă care se referă la tipul de solicitare al epruvetei ;
γ — este energia superficială de rupere.

Pornind de la semnificația termenilor din relația (4), se arată că ruperea se produce după mecanismul ruperii ductile, cînd al doilea membru al relației (4) are o valoare inferioară celui dintîi și după mecanismul ruperii fragile în caz contrar, temperatura de tranziție la rupere fragilă fiind temperatura pentru care cei doi membri ai ecuației sînt egali.

Rezultă, deci, că creșterea termenilor R_i și R_p, deși cu efecte pozitive asupra limitei de curgere, are efecte negative asupra temperaturii de tranziție, în timp ce finisarea granulației (factorul d) are efect pozitiv atît asupra limitei de curgere, cît și asupra tenacității oțelurilor din această clasă.

În lumina celor mai sus menţionate apare evident că realizarea ansamblului optim al caracteristicilor de rezistenţă şi tenacitate ale oţelurilor microaliate poate fi obţinută numai printr-o cunoaştere detaliată a transformărilor de fază care determină (reglementează, guvernează) mărimea granulaţiei, natura, cantitatea şi distribuţia precipitărilor elementelor de microaliere din aceste oţeluri. Întrucît pentru aceste oţeluri tratamentele termice, fie că acestea constau din călire şi revenire, fie dintr-o normalizare, se realizează la temperaturi inferioare (900—940°C) celor care mai pot influenţa decisiv cantitatea şi distribuţia fazelor precipitate, transformărilor structurale şi de fază cu rol decisiv asupra caracteristicilor mecanice ale oţelurilor în stare de utilizare au loc, îndeosebi, în timpul proceselor de deformare plastică la cald. Acestor transformări le-au fost consacrate cercetările care fac obiectul prezentei comunicări.

Transformările structurale şi de fază respective sînt recristalizarea (dinamică şi statică) în timpul deformării la cald şi al răcirii după deformare, pe de o parte şi precipitarea nitrurilor şi a carbonitrurilor în timpul deformării la cald şi al recristalizării, pe de altă parte. Principial, dependenţa corelaţiei acestor transformări structurale şi de fază de modul de conducere al procesului de laminare, este prezentată în figura 2 [7].

Compoziţia chimică a oţelurilor cercetate

Tabelul 1

Nr. crt.	Elemente, %								
	C	Mn	Si	S	P	Ni	N	Al	V
1	0,16	1,32	0,37	0,015	0,011	0,74	145	0,050	urme
2	0,16	1,34	0,30	0,015	0,010	0,70	140	urme	0,16
3	0,16	1,28	0,40	0,015	0,010	0,65	138	0,040	0,15

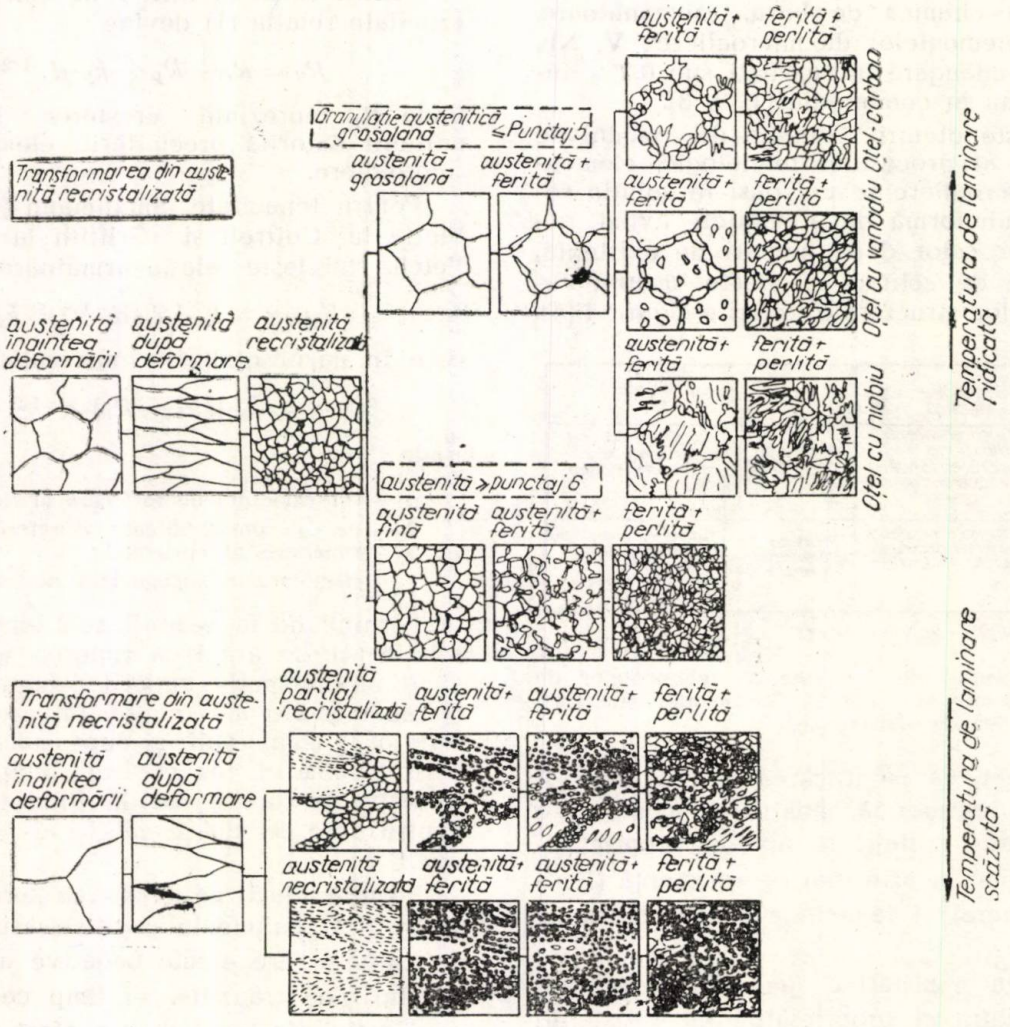


Fig. 2 Dependenţa formei, mărimii şi distribuţiei grăuntelui austenitic de parametrii tehnologici ai procesului de laminare la cald.

Oţelurile studiate şi metodologia experimentală

Compoziţia chimică a oţelurilor cercetate este prezentată în tabelul 1. Tratamentele termice şi mecanice (fig. 3) au fost realizate pe o maşină automată de torsiune, tip Setaram. Cercetările au fost efectuate în domeniul de temperaturi 760—1200°C, temperatura

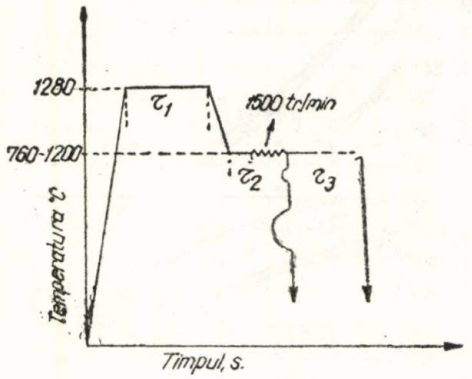


Fig. 3 Schema tratamentului termic şi mecanic utilizată la cercetarea proceselor de recristalizare şi precipitare

de încălzire în vederea deformării plastice a fost în toate cazurile 1300°C, realizîndu-se astfel o stare de referinţă în care elementele de microaliere sînt în soluţie.

În privinţa parametrilor deformării plastice, se precizează că viteza de deformare a fost în toate cazurile de 1500 ture/minut, iar gradul de deformare a fost cel corespunzător

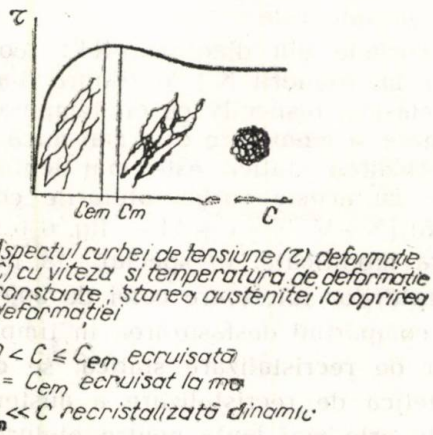


Fig. 4 Transformările structurale ale austenitei în timpul deformării pînă la rupere pe maşina de torsiune.

ecruisajului maxim (4/5 din gradul de deformare corespunzător cuplului maxim, C_m) şi, respectiv, recristalizării dinamice (palierul curbei tensiune - deformaţie, fig. 4), urmărindu-se în acest fel obţinerea, înaintea recristalizării statice pentru fiecare oţel, a unor stări de ecruisare ale austenitei, echivalente.

Valorile efective ale gradelor de deformare corespunzătoare domeniului de temperaturi cercetat au fost alese după ce, în prealabil, au fost trasate şi analizate, curbele tensiune - deformaţie şi sînt prezentate în tabelul 2.

Valorile gradelor de deformare aplicate în vederea cercetării proceselor de recristalizare statică şi precipitare la menţinerea izotermă a austenitei ecruisată şi, respectiv recristalizată dinamic

Tabelul 2

T_D (°C)*)	Oţelul N+Al		Oţelul N+V		Oţelul N+V+Al	
	C_{em}**)	C_{rd}***)	C_{em}	C_{rd}	C_{em}	C_{rd}
1200	2,5	—	2,5	—	2,5	—
1100	3	—	3,5	—	3	—
1000	3,5	13	5,5	12	4,5	—
900	4,5	13	7	12	7,5	—
800	6,0	—	10	—	11	12
760	6,5	—	12	—	14	12

*) temperatura de deformare şi de menţinere
**) cuplul de deformaţie corespunzător ecruisajului maxim al austenitei
***) cuplul de deformaţie corespunzător recristalizării dinamice

Grăuntele austenitic rezultat în urma deformării plastice sau recristalizării statice după călire a fost pus în evidenţă prin atacul rosturilor cu un amestec de soluţie apoasă de acid picric saturată la fierbere în amestec cu 1% $CuCl_2$ şi 10—15% inhibitor pe bază de alchil sulfonat de sodiu [9].

Pentru stabilirea cineticii de precipitare a nitrurilor de aluminiu şi vanadiu în diversele momente ale desfăşurării proceselor de deformare şi recristalizare a fost utilizată metodologia expusă în lucrările [10—13], prezentată sintetic în figura 5.

Se menţionează că studiul recristalizării dinamice în timpul deformării şi, respectiv, al recristalizării statice post-dinamice nu vizează direct procesele clasice de laminare, unde gradele de deformare aplicate sînt, în toate cazurile, inferioare celor corespunzătoare cuplului maxim, iar timpii pauză dintre două treceri succesive de reducere sînt suficient de mari, pentru ca recristalizarea statică să aibă loc.

Acest fenomen poate apărea în timpul deformărilor plastice cu viteze mari (forjare, laminare la cald a benzilor), cînd intervalul de timp între două deformări succesive este scurt, astfel încît reducerile mici, corespunzătoare unei deformări, devin aditive şi pot conduce la declanşarea recristalizării dinamice.

Analiza alurii curbelor tensiune-deformație obținute pentru fiecare oțel și temperatură, precum și a aspectului grăuntelui austenitic rezultat în urma transformărilor struc-

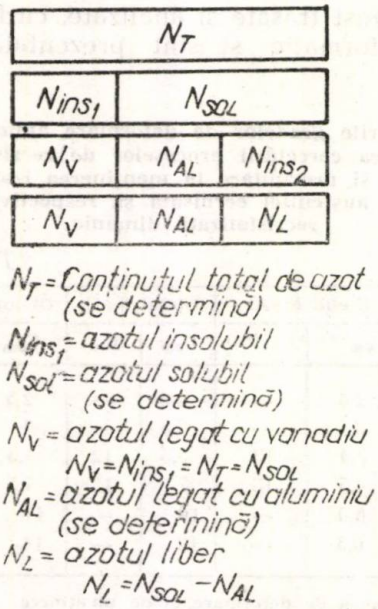


Fig. 5 Schema sintetică a determinării și calculului modulului de legare a azotului.

turale ce însoțesc deformarea, a fost prezentată detaliat într-o lucrare anterioară [8], sinteza rezultatelor obținute fiind următoarea :

— cuplul maxim, C_m corespunzător apariției recristalizării dinamice (fig. 4), crește cînd temepratura scade de la 1200°C la 760°C și este, pentru toate temperaturile, mai mare în cazul oțelurilor conținînd vanadiu ;

— gradul de deformare necesar pentru atingerea cuplului maxim este, pentru toate temperaturile de deformare, mai mare pentru oțelurile conținînd vanadiu, comparativ cu cele care conțin numai aluminiu ;

— pentru atingerea stadiului de recristalizare dinamică este necesară efectuarea unui grad de deformare corespunzător palierului curbei tensiune-deformație (fig. 4) ;

— cuplul de regim, corespunzător palierului curbei tensiune-deformație, este mai mare pentru oțelurile conținînd N+V, comparativ cu cele ce conțin N+Al ;

— oțelurile conținînd vanadiu (N+V, N+V+Al) prezintă, după recristalizarea dinamică, un grăunte austenitic mai fin decît cele cu aluminiu (N+Al), deși mărimea grăuntelui de pornire a fost aproximativ aceeași.

Rezultate obținute

Recristalizarea statică

Recristalizarea statică a austenitei ecruisată la maximum. Diagramele, recristalizare — temperatură — timp (RTT) care delimitează intervalele în timpul cărora are loc recristalizarea statică, la temperatura de deformare, a

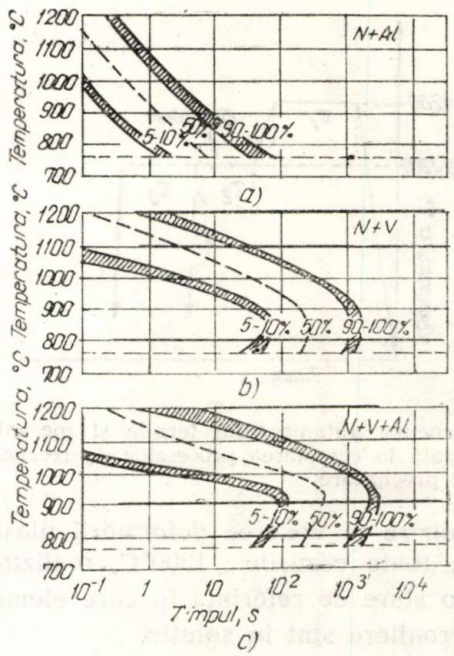


Fig. 6 Diagramele de recristalizare statică a austenitei ecruisate la maximum (diagramele RTT).

austenitei ecruisate, sînt prezentate în figura 6 (a, b, c). Analiza diagramelor prezentate relevă următoarele :

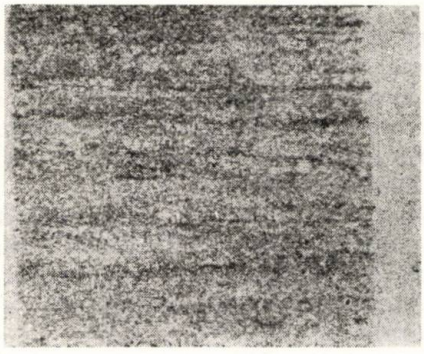
— curbele din diagrama RTT, corespunzătoare microalierii N+Al (figura 6-a), au o alură clasică, respectiv cu cît temperatura de deformare și menținere este mai mică, cu atît recristalizarea statică este mai lentă. Comparativ cu aceste curbe, oțelurile conținînd vanadiu (N+V, N+V+Al — fig. 6 b și c) au o alură modificată, în special în domeniul temperaturilor inferioare celei de 900°C ;

— comparînd desfășurarea în timp a proceselor de recristalizare statică, se constată că cinetica de recristalizare a austenitei ecruisate este mai lentă pentru oțelurile conținînd vanadiu (fig. 6 b și c) comparativ cu a oțelului cu aluminiu (fig. 6 a) ;

— determinările metalografice au pus în evidență că la sfîrșitul recristalizării primare, grăuntele austenitic corespunzător oțelurilor conținînd vanadiu este mai fin decît cel obținut pentru oțelul conținînd aluminiu, (fig. 7 — pentru temperatura de 800°C).

Recristalizarea post-dinamică. Fenomenul a fost cercetat la temperaturile de 900 și 1000°C (la temperaturi mai mici epruvetele

a



b

c

Fig. 7 Grăuntele austenitic după recristalizarea statică la 800°C, corespunzător oțelului N+Al (a); N+V (b) și N+V+Al (c).

din oțelurile conținînd vanadiu se rup la un grad de deformare mai mic decît cel necesar pentru apariția recristalizării dinamice [8].

Evoluția mărimii grăuntelui austenitic, funcție de timpul de menținere după recristalizarea dinamică, este prezentat în figura 8. Se precizează că grăuntele corespunzător timpului zero este cel obținut în urma călirii directe după deformarea plastică. Analizînd curbele din figura 8, rezultă:

— grăuntele austenitic crește puternic în primele momente ale menținerii după deformare, în continuare, în cazul oțelurilor cu vanadiu rămîne practic constant, în timp ce grăuntele oțelurilor conținînd N+Al, continuă să crească;

— mărimea grăuntelui austenitic recristalizat port-dinamic este mai fină pentru oțelurile conținînd vanadiu, comparativ cu cele care conțin numai aluminiu.

Precipitarea în timpul deformării și recristalizării statice

Aceste cercetări urmăresc stabilirea influenței deformării plastice și a temperaturii și timpului de menținere după această deformare, asupra cineticii proceselor de precipitare a compușilor vanadiului și aluminiului cu azotul.

De asemenea, dat fiind că precipitarea și recristalizarea după deformarea plastică sînt procese care au loc prin germinare și difuzie, ambele presupunînd un consum energetic, este interesant de stabilit desfășurarea lor în timp și măsura în care acestea se condiționează.

Precipitarea izotermă după deformarea corespunzătoare ecruisajului maxim. Determinările prealabile pe probele călite imediat după deformare au arătat:

— în epruvetele din oțelul conținînd doar N+Al, nu au fost puse în evidență, pentru nici o temperatură, fracțiuni de azot legat, ceea ce arată absența unor fenomene de precipitare;

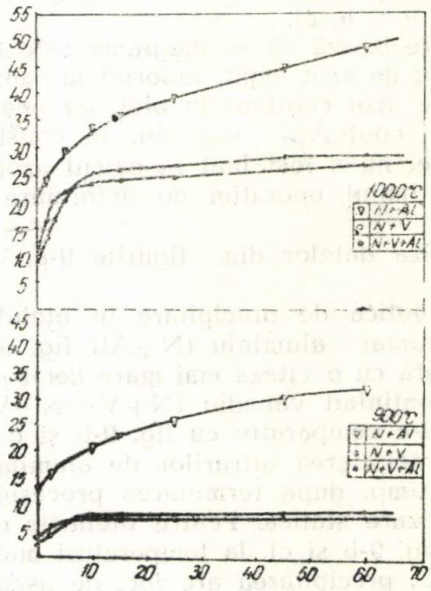


Fig. 8 Evoluția mărimii grăuntelui austenitic în timpul recristalizării statice post-dinamice.

— oţelurile conţinînd vanadiu (N+V, N+V+Al) prezintă după deformarea plastică cantităţi de azot legat, ce variază de la procente în jurul a 5% (la temperatura de 1000°C), pînă la circa 20% (la temperaturi mai coborîte, 760—800°C).

Rezultatele determinărilor pe probe menţinute după ecruisajul maxim la diferite temperaturi, sînt prezentate în diagrame preci-

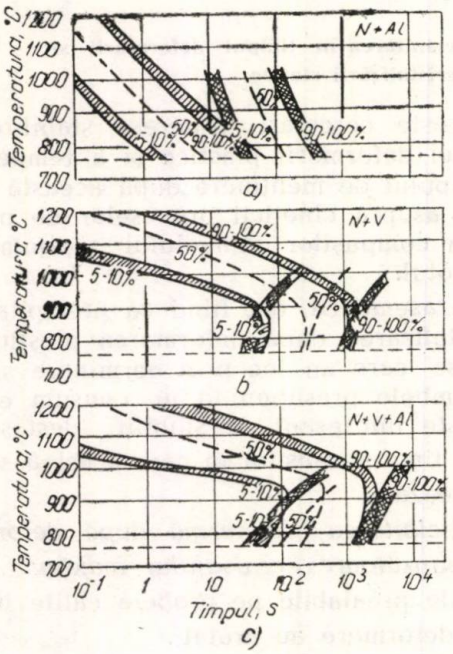


Fig. 9 Diagramele de recristalizare statică a austenitei ecruisate la maximum (RTT) şi precipitare a nitrurilor (PTT), funcţie de temperatura şi timpul de menţinere.

pitare — temperatură — timp (PTT), suprapuse, pentru comparaţie, cu diagramele RTT (figurile 9 a, b, c).

Se precizează că în diagrame este înscris procentul de azot legat, raportat la cantitatea totală de azot conţinut în oţel, iar pentru oţelurile conţinînd vanadiu, în construcţia diagramei nu a fost luat în calcul azotul legat în timpul operaţiei de deformare plastică.

Analiza datelor din figurile 9-a, b şi c relevă :

— cinetica de precipitare în oţelul conţinînd numai aluminiu (N+Al) fig. 9-a, se desfăşoară cu o viteză mai mare decît în oţelurile conţinînd vanadiu (N+V ; N+V+Al) — fig. 9-a comparativ cu fig. 9-b şi c ;

— precipitarea nitrurilor de aluminiu are loc, în timp, după terminarea procesului de recristalizare statică. Pentru oţelurile cu vanadiu (fig. 9-b şi c), la temperaturi mai mari de 900°C, precipitarea are loc, de asemenea, după desfăşurarea recristalizării statice, în timp ce la temperaturi mai coborîte se constată că debutul precipitării are loc simultan, sau înaintea iniţierii procesului de recristalizare statică ;

— în cazul oţelului conţinînd vanadiu şi aluminiu (N+V+Al), comparativ cu şarja conţinînd numai vanadiu (fig. 9-b şi c), debutul precipitării are loc uşor întîrziat, în perioada următoare se desfăşoară mai intens (curba de 50% precipitare este mai apropiată de cea care marchează începutul procesului), sfîrşitul transformării fiind plasat la timpi mai îndelungaţi.

Precipitarea izotermă după deformarea corespunzătoare palierului curbelor tensiune-deformaţie. Determinările efectuate pe probe deformate şi călite nu au relevat o dezvoltare suplimentară a procesului de precipitare, în comparaţie cu cele constatate pentru gradele de deformare corespunzătoare ecruisării maxime.

Fenomenul este explicabil, dat fiind că după amorsarea recristalizării dinamice are loc, în timpul deformării, un proces continuu de deformare şi recristalizare, energia introdusă prin deformare fiind consumată pentru recristalizarea dinamică.

Analiza rezultatelor determinărilor pe probe menţinute la 900 şi 1000°C, după deformarea corespunzătoare palierului curbelor tensiune-deformaţie, a pus în evidenţă următoarele :

— procesul de precipitare post-dinamică este amorsat după 3—4 secunde (perioada de incubaţie este aproximativ aceeaşi pentru toate oţelurile), după care, comparativ cu cazul precipitării izoterme după ecruisarea corespunzătoare, ecruisajul maxim al austenitei are loc mai lent ;

— procesul de precipitare al nitrurilor de vanadiu se desfăşoară mai rapid decît cel al nitrurilor de aluminiu.

Interpretarea rezultatelor

Rezultatele obţinute pe parcursul acestor cercetări permit clarificarea unor aspecte legate de cinetica şi mecanismul proceselor care au loc în timpul şi după deformarea plastică la cald a oţelurilor microaliate cu azot, vanadiu şi aluminiu.

Astfel, procesele de precipitare care au loc în cursul deformării (înaintea apariţiei recristalizării dinamice), pe seama energiei de deformare, în oţelurile conţinînd vanadiu clarifică deplasarea, în cazul acestor oţeluri, a cuplului maxim corespunzător apariţiei recristalizării dinamice, la valori mai mari ale gradului de deformare.

Faptul că acest proces de precipitare, pe seama energiei de deformare, nu este însoţit de o micşorare ci, dimpotrivă, conduce la

creşterea cuplului maxim de deformare, este rezultatul fenomenului de interacţiune a defectelor structurale introduse în cursul deformării plastice cu particulele care au luat naştere prin precipitare.

Rezultatele determinărilor efectuate arată că în austenita oţelurilor conţinînd vanadiu, în momentul apariţiei recristalizării dinamice, acest element se găseşte atît în soluţie cît şi sub formă de precipitate, fenomen de natură să explice valoarea mai ridicată a cuplului de regim corespunzător palierului curbei tensiune-deformaţie (datorită vanadiului în soluţie) şi, respectiv, obţinerea, după recristalizarea dinamică, a unui grăunte austenitic mai fin, comparativ cu oţelurile conţinînd numai aluminiu (precipitatele formate în cursul ecruisării austenitei joacă rol de germeni la recristalizarea dinamică a acesteia).

Desfăşurarea în timp a proceselor de precipitare a nitrurilor în oţelurile conţinînd vanadiu, singur sau în combinaţie cu aluminiul (figura 9-b şi 9-c), explică alura diferită a curbelor de recristalizare statică a acestor oţeluri (figura 6-b şi 6-c), comparativ cu a oţelului conţinînd numai aluminiu (figura 6-a).

La temperaturi ridicate (peste 900°C) alura curbelor de recristalizare statică a oţelurilor cu vanadiu sau, respectiv, numai cu aluminiu, este asemănătoare (figura 6), procesul avînd loc înaintea precipitării, în condiţiile în care austenita conţine în soluţie vanadiu şi, respectiv, aluminiu. Desfăşurarea mai lentă a recristalizării statice a oţelurilor conţinînd vanadiu poate fi atribuită acestui element.

La temperaturi mai coborîte ($\leq$ 900°C), pentru oţelurile conţinînd vanadiu, spre deosebire de cele cu aluminiu, recristalizarea statică urmează, sau are loc simultan cu precipitarea (figura 9-a, b şi c). Ca urmare, vanadiul trece din soluţie în precipitate, austenita este sărăcită în elemente de aliere şi tinde să se comporte la recristalizare, asemănător unei austenite nealiate cu vanadiu. În plus, precipitatele formate contribuie şi ele la accelerarea procesului de recristalizare statică prin faptul că prezintă suprafeţe suport suplimentare, micşorînd dimensiunea critică a germenului şi energia de activare pentru iniţierea şi desfăşurarea recristalizării primare.

Aceste fenomene adiţionale sînt de natură să accelereze desfăşurarea procesului de recristalizare statică a austenitei conţinînd vanadiu şi se concretizează prin modificarea alurii curbelor cinetice de recristalizare, comparativ cu oţelul conţinînd numai aluminiu.

Constatările efectuate la analiza diagramelor de recristalizare şi precipitare, pentru oţelul conţinînd vanadiu şi aluminiu (figura 9-c), sugerează ideea că în acest caz precipitarea debutează prin formarea nitrurilor de vanadiu (curbele de început de precipitare plasate la timpi comparabili cu cei ai oţelului conţinînd numai vanadiu, figura 9-b), are loc în continuare prin separarea cu intensitate mare a nitrurilor de aluminiu (curba de 50% precipitare se găseşte apropiată în timp de cea care marchează debutul procesului şi are o poziţie asemănătoare cu cea care marchează sfîrşitul precipitării nitrurilor de aluminiu — fig. 9-a) şi se desăvîrşeşte prin precipitarea nitrurilor de vanadiu.

Mecanismul şi cinetica precipitării şi recristalizării în cursul şi după deformarea plastică la cald a oţelurilor microaliate cu vanadiu, justifică utilizarea vanadiului ca element de finisare avansată a grăuntelui austenitic şi, respectiv, feritic.

Precipitatele de nitruri formate înaintea iniţierii procesului de recristalizare statică, contribuie la micşorarea dimensiunii germenului critic (a_{cr}) al grăuntelui recristalizat, contribuind în acest fel la finisarea acestuia.

În cazul oţelurilor conţinînd numai aluminiu, precipitarea nitrurilor are loc după desăvîrşirea procesului de recristalizare statică (figura 9-a), rolul noilor particule formate limitîndu-se la blocarea creşterii în continuare a grăuntelui austenitic.

Pentru obţinerea unui efect maxim al microalierii cu vanadiu, dat fiind timpii mari necesari desfăşurării proceselor de recristalizare şi precipitare, se impune conducerea de aşa manieră a procesului de deformare plastică la cald, încît o cantitate cît mai mare de vanadiu să precipite înaintea sau în timpul recristalizării statice.

În acest scop se recomandă ca o fracţiune importantă din gradul total de reducere aplicat la laminare sau forjare să se realizeze la temperaturi coborîte, sub 900°C, cu timpi pauză între două reduceri succesive, cît mai mari.

În cazul conducerii incorecte a procesului de deformare plastică la cald (temperaturi de laminare ridicate şi timpi pauză mici) austenita va avea, înaintea transformării de fază $\gamma \rightarrow \alpha$, o proporţie ridicată de vanadiu în soluţie. Pe lîngă faptul că acest conţinut de

vanadiu nu contribuie la fisurarea grăuntelui austenitic și, respectiv, feritic, el poate precipita la răcire în ferită, cu efecte negative importante asupra tenacității și plasticității oțelului.

Concluzii

1. Cercetările efectuate au permis stabilirea cineticii proceselor de recristalizare statică și de precipitare la deformarea plastică la cald a oțelurilor microaliate cu azot, aluminiu și vanadiu.

2. Rezultatele obținute cu privire la desfășurarea proceselor de precipitare și recristalizare statică în oțelurile conținînd vanadiu au permis clarificarea unor aspecte legate de mecanismul prin care are loc finisarea grăuntelui în aceste oțeluri.

3. Rezultatele obținute cu privire la desfășurarea în timp, la diferite temperaturi de deformare, a proceselor de recristalizare a austenitei și precipitare a nitrurilor permit stabilirea schemelor tehnologice de fabricație a oțelurilor din această clasă, în scopul obținerii unui ansamblu optim al caracteristicilor de rezistență și tenacitate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Preston, R. R.:* Journal Metals, ianuarie 1977.
[2] *Gâdea, Suzana, Ianc, P., Baroncea, E., Popa, T., Petică, E.:* Rev. Metalurgia, octombrie 1977.
[3] *Drăgan, N., Minodora, Iacob, Ianc, P.:* Studii și Cercetări de Metalurgie, Ed. Academiei R.S.R., nr. 1, 1972.
[4] *Lotter, U., Meyer, L., Knorr, R. D.:* Archiv für des Eisen hüttenwesen 47, 1976, p. 289—294.
[5] *Petch, J. N.:* Fracture, Wiley, New-York, 1959.
[6] *Prnka, T.:* Archiv für das Eisenhüttenwesen, vol. 42, nr. 12, 1971.
[7] *Fukuda, M., Hashimoto, T., Kunishige, K.:* Micro Alloying, Octomber 1975, Washington, SUA, pag. 136—150.
[8] *Ianc, P.:* Simpozionul de metalurgie româno-japonez, București, 1978.
[9] *Ianc, P.:* Trattamenti dei Metalli, nr. 2, 1972, pag. 23—28.
[10] *Făgărășanu, Maria, Cătuneanu, Nicoleta:* Cercetări Metalurgice, 1976, vol. 17, p. 139.
[11] *Wiester, H. J.:* Stahl und Eisen, 1957, p. 773-784.
[12] *Lintara, M. D., Kylic, O. P.:* Zavodskaia Laboratoria, nr. 10, 1970, p. 48—55.
[13] *Beeghly, H. F.:* Anal. Chem., 1949, pag. 1513—1519.

CZ : 621.78:669.14.252.2

Influența microalierii și a tratamentului termic asupra rezistenței la cald a unor oțeluri slab aliate

Prof. dr. ing. Ion **CRUDU**, asist. ing. Sanda M. **LEVCOVICI** — Universitatea Galați
Ing. D. T. **LEVCOVICI**, ing. M. **CHEPTĂNARU**, ing. Cr. **STANCIU** — ICPPAM Galați
Ing. T. **POPA** — Combinatul Siderurgic Galați (C.S. Galați)

Considerații generale

Reducerea greutății mașinilor și creșterea fiabilității lor a impus utilizarea unor calități de oțel cu proprietăți fizico-mecanice superioare. S-a dezvoltat și perfecționat fabricația de oțeluri slab aliate, acționîndu-se asupra corelației structură-proprietăți prin microaliere și prelucrare termo-mecanică.

În acest sens sînt cunoscute unele cercetări referitoare la creșterea rezistenței sau plasticității oțelului la temperaturi scăzute și în mediul ambiant, la conținuturi reduse de carbon impuse de condițiile de sudabilitate și formabilitate [1], [3], [4].

În general, sînt folosite, ca elemente de microaliere, metalele tranziționale aflate la stînga fierului în sistemul periodic al elementelor [1], care au capacitatea de a forma oxizi, sulfuri, oxisulfuri, carburi și nitruri.

Vanadiul, niobiul și titanul formează carburi și nitruri în condițiile în care solubilitatea soluției solide este suficient de mare pentru a le dizolva parțial sau complet la temperatura de tratament termic. De asemenea, acești compuși intermetalici pot precipita, cu grad de dispersie și mărime controlate prin tratamentul termic aplicat. Astfel, cele trei metale influențează puternic unele proprietăți mecanice ale oțelului, prin procesul de durificare prin precipitare. În figura 1 se prezintă relația calitativă dintre conținutul de element de microaliere, finisarea grăuntelui, durificarea de precipitare și limita de curgere, respectiv temperatura de tranziție a materialului [1].

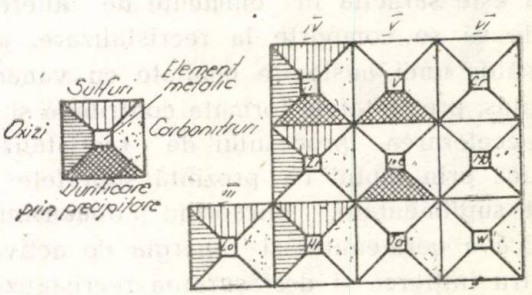


Fig. 1

La cîteva sutimi de procent, niobiul finisează puternic structura şi durifică moderat prin precipitare, iar vanadiul are o acţiune mai slabă de finisare a structurii şi durificare de precipitare. Pentru conţinuturi com-

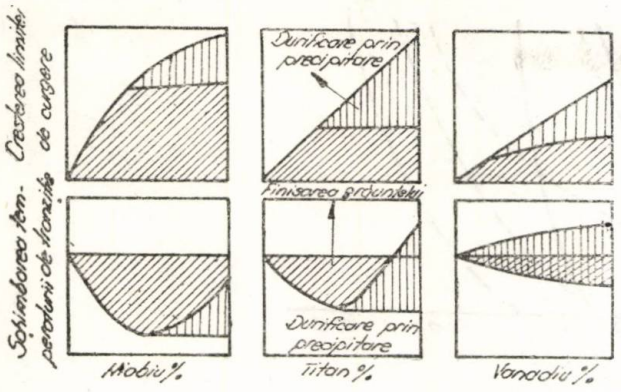


Fig. 2

parabile, titanul conduce la durificare prin precipitare accentuată şi finisare structurală moderată. Titanul reduce anizotropia în volumul tablelor, prin controlul formei incluziunilor de sulf [2].

Microalierea oţelului cu aceste elemente trebuie să conducă la creşterea rezistenţei la temperaturi ridicate (peste 400°C), datorită durificării prin precipitare şi a întîrzierii procesului de recristalizare. În acest domeniu de temperaturi, grăunţii sînt mai rezistenţi decît limitele lor şi ca urmare — datorită capacităţii mari de finisare a structurii — niobiul este mai puţin eficient în raport cu titanul sau vanadiul. Deoarece titanul realizează cea mai puternică durificare prin precipitare, influenţa sa asupra rezistenţei la fluaj este importantă.

În cadrul unor cercetări ample efectuate pe oţeluri elaborate la C. S. Galaţi, pentru stabilirea caracteristicilor mecanice în cazul microalierii cu titan sau vanadiu, au fost studiate oţelurile slab aliate cu mangan, destinate fabricaţiei de table pentru cazane. Lucrarea de faţă conţine o serie de date referitoare la comportarea la cald a acestor oţeluri.

Materiale încercate

Încercările au fost efectuate pe probe prelucrate din cinci şarje de oţel tip K 52, elaborate în condiţii LD, industrial, cu diferite grade de microaliere cu titan sau vanadiu, (tabelul 1, $P_1 < P_2$), care s-au laminat în table de 25 mm grosime.

S-au determinat: microstructura, rezistenţa şi plasticitatea la întindere monoaxială,

Tabelul 1

Cod şarjă	Compoziţie chimică, în %								G lingou (tone)	Cod probă
	C max	Mn	Si	S max.	P max.	Al max.	Ti max.	V max		
Prescris	0,24	0,95 / 1,65	0,38 / 0,62	0,045	0,045	0,01	0,03	—	—	—
S_1	0,22	1,28	0,38	0,016	0,024	0,01	—	—	15 / 25	— / 4
S_2	0,22	1,30	0,46	0,010	0,016	0,01	—	—	15 / 25	8 / 9
S_3	0,23	1,32	0,47	0,023	0,025	0,01	P_1	—	15 / 25	1 / 2
S_4	0,23	1,26	0,47	0,024	0,025	0,01	P_2	—	15 / 25	6 / 3
S_5	0,20	1,26	0,37	0,025	0,028	0,04	—	P_1	15 / 25	— / 5

sensibilitatea la apariţia şi programarea fisurii la încovoiere prin şoc, duritatea precum şi rezistenţa la fluaj [6], [9], [10].

Influenţa microalierii

Analizele şi încercările efectuate în laborator au confirmat precizările existente în literatura de specialitate [1], [4], [5], în privinţa acţiunii titanului şi vanadiului în oţel şi au permis stabilirea unor indicatori cantitativi proprii oţelului fabricat în condiţii industriale.

De exemplu, adaosurile mici de titan au influenţat variaţia limitei tehnice de curgere cu temperatura (fig. 3). La temperaturi in-

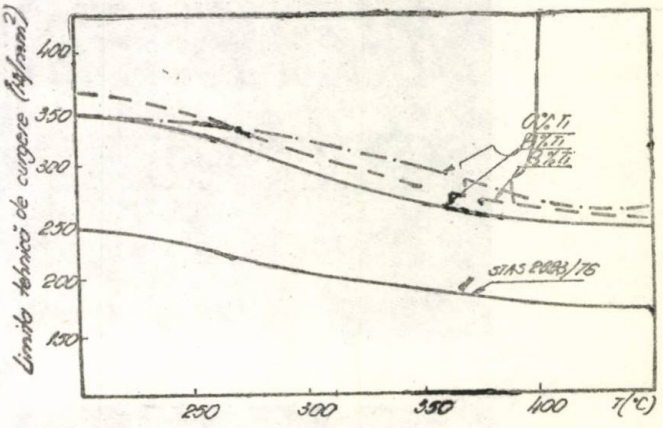


Fig. 3

ferioare domeniului 250—300°C, materialul cu structură fină a prezentat valori superioare celor obţinute pentru oţelul fără titan.

Situația se inversează la temperaturi superioare, unde valorile obținute la șarjele S_1 și S_2 sînt deasupra celor obținute la materialul cu titan.

de fluaj determinate în aceleași condiții de solicitare ($T = 480°C$, $F = 1410$ daN), pe materiale normalizate la circa 900°C. Creșterea conținutului de titan duce la deplasarea

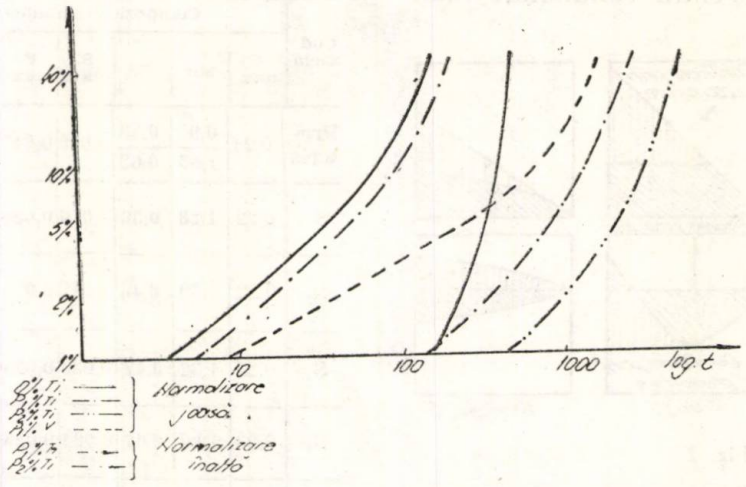


Fig. 4

În figura 4 sînt reprezentate, în coordonate dublu logaritmice, unele dintre curbele

curbei caracteristice de fluaj la stînga, deci rezistența la fluaj a materialului scade. Re-

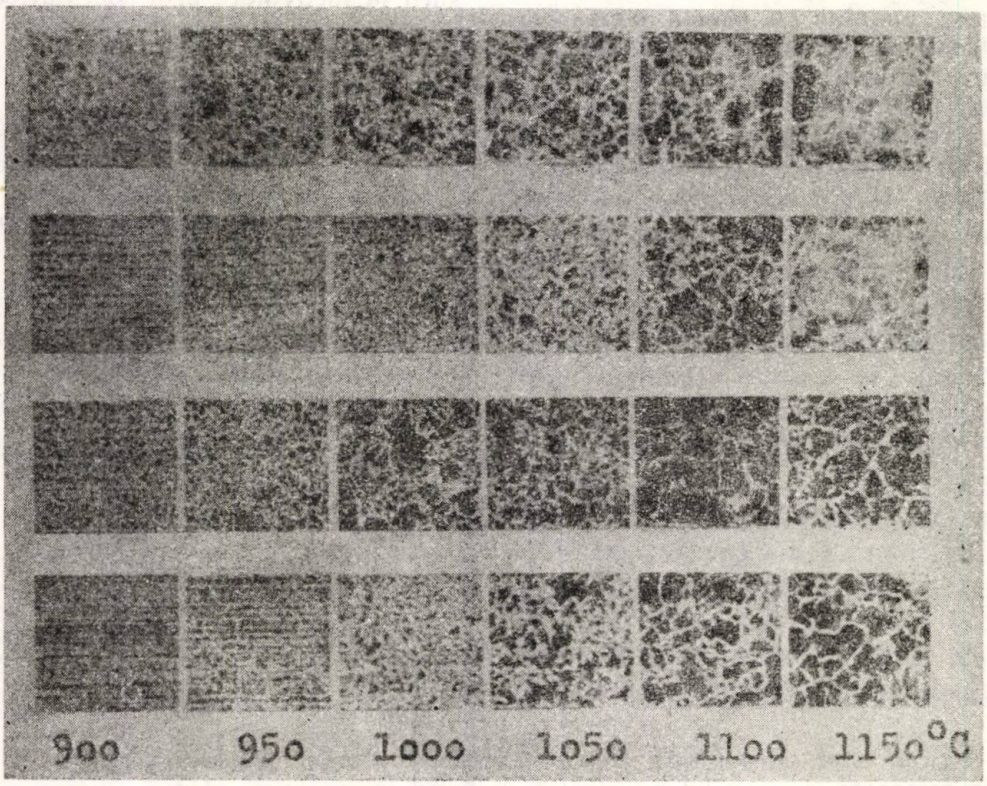


Fig. 5

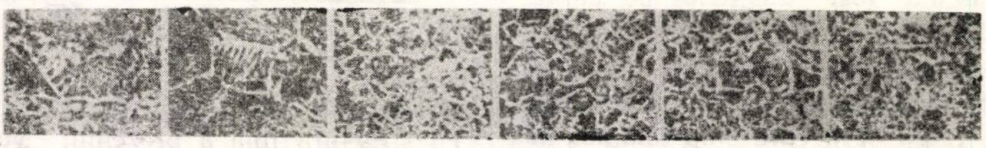


Fig. 5 *a*

zultatele se coroborează cu variaţia limitei tehnice de curgere la cald şi sînt explicate de structura fină a oţelului (punctaj 9—11 **STAS 5490—71),** precum şi de obţinerea unor particule de precipitat — la temperatura de tratament indicată — cu rază mai mică decît valoarea critică, particule care asigură durificarea prin precipitare maximă. Solubilitatea mai mare a carbonitrurilor de vanadiu, precum şi acţiunea mai slabă a vanadiului supra finisării structurii, fac ca la această temperatură de normalizare, oţelul microaliat cu vanadiu să prezinte durata pînă la ruperea prin fluaj cea mai mare.

În urma microalierii, curbele caracteristice de fluaj **2, 3, 5** şi **9** (fig. 4), nu mai sînt asemenea. Datorită durificării prin precipitare, ponderea domeniului secundar în totalul timpului de desfăşurare a procesului de fluaj creşte de 2,5 ..... 3 ori.

Rezultă că, din punctul de vedere al rezistenţei la temperaturi ridicate, microalierea cu titan nu este eficientă la temperatura de normalizare de circa 900°C, deoarece efectul durificării prin precipitare este atenuat de cantitatea mare de limite de grăunţi, produsă prin finisarea structurii. Pentru aceste condiţii de normalizare, se obţine o creştere importantă a rezistenţei la fluaj prin microalierea cu vanadiu.

Influenţa tratamentului termic

Capacitatea superioară a titanului, de a durifica prin precipitare ferita, trebuie să conducă la obţinerea unei rezistenţe la fluaj mai mari, în raport cu aceea realizată prin microalierea cu vanadiu. Pentru aceasta, este necesară aplicarea tratamentului termic care să conducă la obţinerea unor particule de precipitat cu dimensiuni apropiate de valoarea critică şi a unei granulaţii mari.

Cercetări anteriore [10], efectuate pe probe normalizate de la diferite temperaturi de austenitizare cuprinse între 900—1150°C, au arătat că temperatura de normalizare şi conţinutul în titan au o mare influenţă asupra microstructurii (fig. 5), şi în special asupra variaţiei mărimii grăuntelui de austenită (fig. 6).

Oţelul fără titan prezintă un grăunte ereditar grosolan, sensibil la supraîncălzirea peste 950°C. Mărirea gradului de microaliere în titan duce la ridicarea temperaturii de creştere a grăuntelui de austenită. Creşterea conţinutului de titan diminuează, pînă la suprimare, tendinţa de formare a structurii Widmannstätten.

De asemenea, a rezultat că limita tehnică de curgere la 450°C variază cu temperatura de normalizare (fig. 7). Aceasta creşte odată

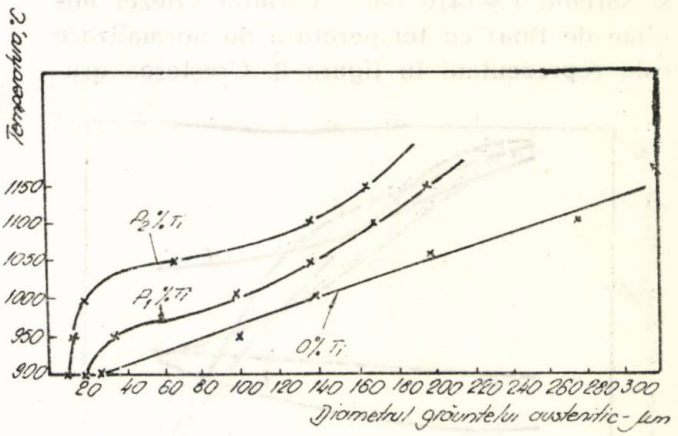


Fig. 6

cu conţinutul de titan. Se constată existenţa unui domeniu de echilibru al valorilor la 975—1050°C.

În general, s-a constatat că în intervalul de temperaturi 900—1050°C, scăderea gradului de aliere cu titan este însoţită de creşterea limitei de curgere şi durităţii, în timp ce alungirea, rezilienţa şi energia de rupere

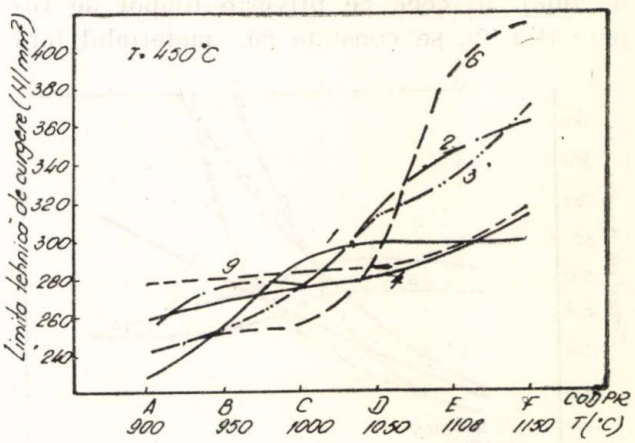


Fig. 7

scad. Există un interval îngust de temperatură (1000—1025°C), în care se obţine acelaşi efect al gradului de aliere. Peste acest domeniu, odată cu creşterea gradului de supraîncălzire, influenţa microalierii este inversă, comparativ cu primul interval de temperatură. Trebuie subliniat, că se obţine o scădere a rezistenţei prin şoc a materialului datorită durificării prin precipitare, ceea ce face necesară introducerea în oţel a unui adaos de nichel.

Pentru a studia comportarea la fluaj a materialului tratat termic, a fost ales un regim de încercare avînd temperatura $T=480°C$ şi sarcina $F=1410$ daN. Variaţia vitezei minime de fluaj cu temperatura de normalizare este reprezentată în figura 8. Creşterea gra-

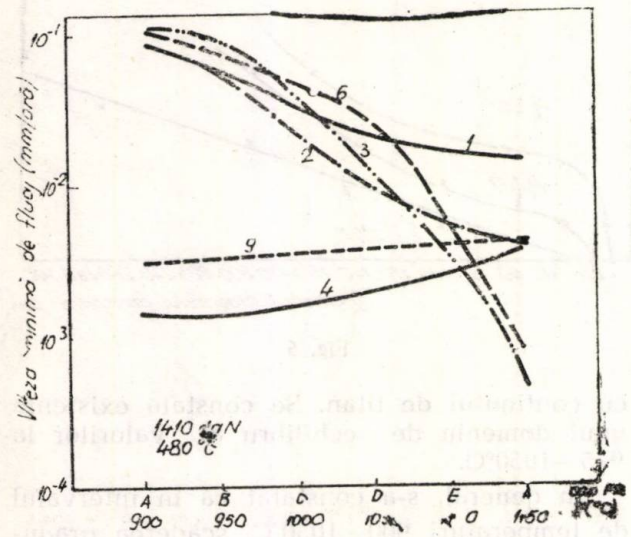


Fig. 8

dului de microaliere şi supraîncălzire în domeniile studiate, micşorează viteza minimă de fluaj. În ceea ce priveşte timpul de rupere (fig. 9), se constată că materialul fără

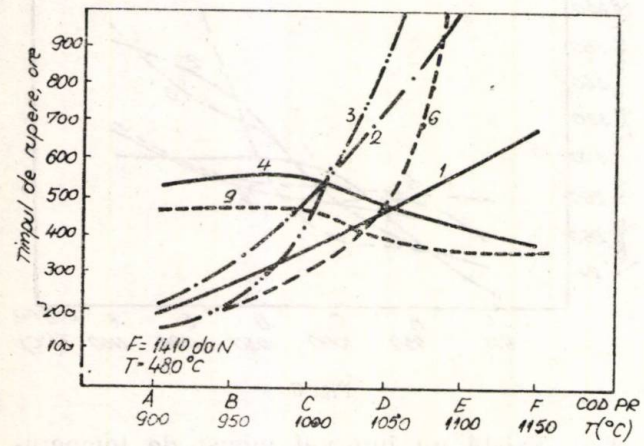


Fig. 9

titan prezintă un maxim între 1000—1050°C. La temperaturi sub 975°C creşterea gradului de microaliere reduce timpul de rupere, iar în domeniul superior de temperaturi timpul de rupere creşte.

Temperatura ridicată de normalizare a permis creşterea razei particulei de precipitat către valoarea critică, ceea ce a avut ca efect reducerea numărului de centri de cristalizare — creşterea grăuntelui de austenită, şi intensificarea durificării prin precipitare.

În figura 4, curbele 2' şi 3' reprezintă comportarea la fluaj a materialului dezoxidat cu titan şi normalizat la 1150°C. Se observă că efectul tratamentului se amplifică cu creşterea gradului de aliere. Microalierea cu titan asigură cea mai bună rezistenţă la fluaj.

Concluzii

Microalierea cu metale tranziţionale, care produc durificarea prin precipitare, îmbunătăţeşte comportarea la temperaturi ridicate a oţelurilor slab aliate.

În cazul normalizării tablelor din oţel slab aliat de la temperatura standard (circa 900°C), microalierea cu vanadiu asigură cea mai ridicată rezistenţă la fluaj, datorită solubilităţii mai mari a carbonitrurilor de vanadiu.

Microalierea cu titan conduce la obţinerea celei mai înalte rezistenţe la fluaj a oţelurilor slab aliate cu mangan, în condiţiile aplicării unei normalizări de la temperatura de austenitizare de 1100—1150°C.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Meyer, L., Heisterkamp, F., Mueschenborn, W.*: „Columbium, Titanium, and Vanadium in Normalized, Thermo-Mechanically Trated and Cold-Rolled Staels". „Micro-Alloying-75", 1—3 oct. 1975, Washington, D.C., SUA.

[2] *Malean, A., Kay, D. A. R.*: „Control of Inclusions in High-Strength Low-Alloy Steels". „Micro Alloying-75", 1—3 oct. 1975, Washington, D.C., SUA.

[3] *Pruka, T., ş.a.*: „Effect of carbide repartition on the creep rupture strength of low-alloy chromium-molybdenium-vanadium steals".

[4] *Hondremont*: „Sonder metahlkunde" Ed. a 3-a. R. F. Germania.

[5] *Drevermann, A., ş.a.*: „Influence de faibles teneurs en titane sur les caracteristiques de tôlês forte en acier contenant environ 0,18% de carbone et 1,25% de manganese et calme a l'aluminium". CIT nr. 12/1968.

[6] *Crudu, I., Levcovici, D. T., Levcovici, Sanda*: „Asupra comportării la fluaj a oţelului K 52, fabricat în table groase la C. S. Galaţi". Tehnologii noi — Galaţi, 1977.

[7] *Crudu, I., Levcovici, D. T. Cheptănaru, M.*: „Metodă numerică de calcul pentru prelucrarea rezultatelor încercărilor la fluaj". Tehnologii noi — Galaţi, 1977.

[8] *Crudu, I., Levcovici, D. T., Cheptănaru, M.*: „Prelucrarea automată a datelor privind încercările la fluaj". Creaţia tehnică şi fiabilitatea. Iaşi, 1978.

[9] *Crudu, I., Levcovici, D. T.*: „Influenţa adaosurilor mici de titan asupra complexului de proprietăţi mecanice a tablelor din oţel K 52 STAS 2883/3—76, destinate fabricaţiei de cazane". Creaţia tehnică şi fiabilitatea. Iaşi, 1978.

[10] *Crudu, I., Levcovici, D. T. Ciucă, C., Levcovici, Sanda, Cheptănaru, M.*: „Consideraţii privind optimizarea complexului de proprietăţi mecanice ale tablelor din oţel K 52, prin tratament termic". Creaţia tehnică şi fiabilitatea. Iaşi, 1978.

CZ : 669.15'24—194 : 621.785.53

Contribuții privind influența nitrurării asupra rezistenței la oboseală a oțelurilor maraging cu 18 % Ni; unele aspecte microfractografice

Ing. Ștefania **BAICU** — I.C.P.T.S.C. București
Ing. Ioan **FILIP** — I.S.I.M. Timișoara

Introducere

Prin introducerea oțelurilor maraging 18 Ni 250 și 18 Ni 300 în industria constructoare de mașini, au apărut în literatura de specialitate numeroase studii privind influența modului de elaborare și a tratamentului termic asupra caracteristicilor mecanice ale acestor oțeluri.

Primele indicații asupra comportării la oboseală prin încovoiere rotativă a oțelurilor maraging au pus în evidență o dispersie mare a rezultatelor, precum și absența unei inflexiuni bine definită pe curba Wöhler pentru o limită de oboseală de 10^7 cicluri [1].

Ipoteza după care oțelurile maraging durificate printr-un tratament de precipitare dispersă de faze intermetalice ar avea o rezistență la oboseală mai mică din cauza fenomenelor de supraîmbătrînire și a modificărilor structurale ce au loc în timpul solicitărilor repetate a promovat o serie de cercetări privind ameliorarea rezistenței la oboseală a oțelurilor maraging prin tratamentul de nitrurare.

În comunicarea de față se prezintă rezultatele cercetărilor noastre asupra comportării la solicitarea de oboseală prin încovoiere rotativă pe oțeluri maraging, în stare îmbătrînită, comparativ cu oțeluri maraging durificate superficial prin nitrurare.

Experimentări

Experimentările s-au efectuat pe oțel maraging elaborat prin topire în vid, inducție într-un cuptor de 25 kg (notat TV), precum și pe oțel maraging elaborat prin topire în vid-inducție urmată de retopire cu electrod consumabil cu arc în vid (notat DTV). Lingourile s-au forjat în bare de ∅ 30—50 mm, care au fost supuse unei recoaceri pentru punere în soluție la 820°C/1 h/aer după care s-au prelevat epruvetele pentru încercări me-

Compoziția chimică și caracteristicile mecanice în stare îmbătrînită a șarjelor de oțel maraging cercetate

Tabelul 1

Număr șarje	Compoziția chimică, %							Caracteristici mecanice				
	C	Si	Mn	Ni	Co	Mo	Ti	R daN/mm²	$R_{p0,2}$ daN/mm²	A_5 %	Z %	KCV daJ/cm²
1	0,018	0,065	0,030	17,40	9,11	5,60	0,70	192,3	176,0	6,7	40	1,63
2	0,015	0,070	0,040	17,18	8,63	5,70	0,70	199,7	185,0	6,3	41	1,99
4	0,019	0,075	0,055	17,60	8,77	5,30	0,25	186,0	172,5	7,0	41	1,62
6	0,032	0,058	0,048	17,38	8,58	5,60	0,47	189,3	176,4	5,1	36	1,1
17	0,014	0,080	0,050	17,50	7,98	5,0	0,58	169,2	158,9	9	55	3,1
18	0,014	0,080	0,050	17,70	8,2	5,0	0,17	167,0	155,8	9,1	56	2,7
19	0,019	0,070	0,04	17,30	8,0	5,0	0,25	167,7	158,6	—	55	2,9
20	0,017	0,070	0,04	17,30	8,0	5,0	0,25	170,2	156,5	8,5	56	2,7
A	0,03	0,12	0,12	17-19	8-9	3-3,5	0,15-0,25	140-154	134-148	9-13	35-70	4,2-8,4
B	0,03	0,12	0,12	17-19	7-8,5	4,6-5,1	0,3-0,5	168-192	163-185	8-10	35-60	2,5-5,1
C	0,03	0,12	0,12	18-19	8,5-9,5	4,6-5,7	0,5-0,8	185-217	181-212	6-9	30-50	1,6-3,4

Observații :

Șarjele 1 ; 2 ; 4 ; 6 : oțel 18 Ni 300 elaborat prin topire vid inducție.
Șarjele 17 ; 18 ; 19 ; 20 : oțel 18 Ni 250 elaborat prin topire vid inducție urmată de retopire cu electrod consumabil cu arc în vid.
Șarjele A ; B ; C : oțeluri de referință : A, B : oțel 18 Ni 250 ; C : oțel 18 Ni 300.

canice. Tratamentul termic-ulterior de îmbătrînire la 480°C/3 ore/aer și nitrurarea în mediu gazos la 450°C ore s-a efectuat pe epruvete în stare rectificată, iar după tratament epruvetele au fost ușor polizate în porțiunea calibrată. Compoziția chimică și caracteristicile mecanice în stare îmbătrînită ale șarjelor de oțel maraging care au constituit obiectul cercetărilor sînt date în tabelul 1.

Încercarea de oboseală prin încovoiere rotativă s-a efectuat pe un stand de tip Wöhler, cu patru posturi cu frecvență de 50 Hz, trepte constante de tensiune $\Delta\sigma = 1$ daN, numărul de cicluri la fiecare treaptă fiind de $n = 100.000$ și încercarea continuînd pînă la ruperea epruvetei.

Rezistența la oboseală s-a determinat grafic prin metoda Locati 4, considerînd legea degradării comutative $\frac{n}{N} = 1$ unde :

n = numărul de cicluri pe treapta de solicitare ;

N = numărul de cicluri corespunzător ruperii epruvetei pentru solicitarea respectivă pe curba Wöhler, luată din literatură 5,6 pentru oțeluri maraging în condiții de tratament termic similar.

Limita de oboseală și tensiunea inițială σ_0, pentru oțeluri maraging în diferite stări de tratament termic (2,3)

Tabelul 2

Oțel	Tratament termic	Tip epruvetă	Limita de oboseală la 10^7 cicl. daN/mm²	Panta curbei Wöuler α^0	Tensiunea inițială σ_0, daN/mm²
18 Ni 250	Îmbătrînire 480°C/3 h/aer	L	62	27	55
		V	28	22	15
	Nitrurare 450°C/60 h	L	66,5	27	65
		V	35,5	42	22
18 Ni 300	Îmbătrînire 500°C/3 h/aer	L	67	24	65

L = lisă V = cu concentrator

aplicîndu-se metoda încărcării progresive în trepte, epruvetele fiind supuse unei solicitări progresive, începînd cu o tensiune inițială σ_0 (tab. 2) și care a crescut progresiv în

Rezultate, discuții

Rezultatele încercărilor de oboseală prin încovoiere rotativă sînt date în tabelul 3.

Rezultatele încercărilor la oboseală prin încovoiere rotativă

Tabelul 3

Număr șarje	Clasă oțel și mod de elaborare	Limita de oboseală, $\sigma-1$, pe epruvete, daN/mm²				Creșterea $\sigma-1$ prin nitrurare pe epruvete, %		$K-1=\frac{\sigma-1}{\sigma-1K}$ la tratament	
		Îmbătrînite		Nitrurate					
		lise	cu concentrator	lise	cu concentrator	lise	cu concentrator	Îmbătrînire	Nitrurare
1	18 Ni 300 elaborare topire în vid inducție	61,6	—	80,4	33,8	23,3	—	—	2,378
2		—	26,0	—	53,2	—	51,1	—	—
4		60,3	16,0	78	32	22,6	50,0	3,792	2,437
6		59,7	—	82,2	—	27,3	—	—	—
17	18 Ni 250 elaborare dublă topire în vid	75,9	—	92,0	—	17,5	—	—	—
18		71,7	19,0	89,8	45,3	20,1	58,1	3,774	1,982
19		73,3	83,7	16,4	41,8	12,4	60,7	4,469	2,002
20		75,8	17,3	86,6	52,2	12,4	66,8	4,381	1,659
Oțel original	18 Ni 250	62,0	—	82,0	—	24	—	—	—

Comparînd rezultatele obținute pe epruvete de același tip și din cadrul aceleiași șarje, se constată că în comparație cu îmbătrînirea, nitrurarea produce o creștere a rezistenței la oboseală cu 12—27% în cazul epruvetelor lise și cu 50—67% în cazul epruvetelor cu concentrator.

Comparînd cele două tipuri de oțeluri ca mod de elaborare și tip de epruvetă, rezultă următoarele:

— efectul nitrurării este în general mai mare la epruvetele cu concentrator decît la cele lise;

— efectul nitrurării asupra epruvetelor cu concentrator este mai mare în cazul șarjelor dublu topite în vid, comparativ cu cele simplu topite în vid.

— în stare îmbătrînită, limita la oboseală a oțelului topit în vid este mai mare cu 18—20% decît a oțelului simplu topit în vid;

— nitrurarea conduce la o micșorare a coeficientului efectiv de concentrare K—1 de la 4,4—3,8 în stare îmbătrînită, la 1,7—2,4 după durificare superficială prin nitrurare ($K-1=\frac{K-1}{K-1K}$ cu care $K-1$ este rezistența la oboseală pe epruvete lise iar K—1K rezistența la oboseală pe epruvete cu concentrator) lucru de importanță majoră pentru utilizarea practică a acestor oțeluri.

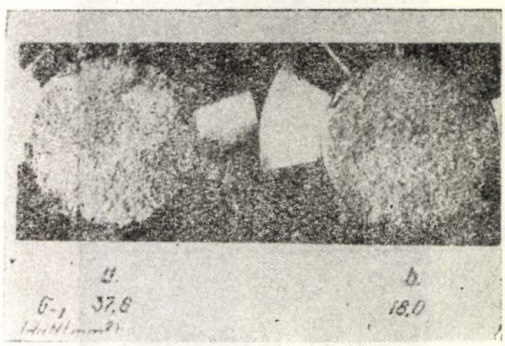
Aspecte macro și microfractografice

S-a analizat casura epruvetelor de oboseală lise și cu concentrator, atît în stare îmbătrînită, cît și durificate superficial prin nitrurare, și s-au remarcat aspecte diferențiate.

În timp ce casura epruvetelor lise relevă un aspect tipic de rupere la oboseală cu cele trei zone distincte (în speță, zona de amorsă, zona de propagare cu aspect radial și zona de rupere finală, grăunțoasă), casura epruvetelor cu concentrator nu relevă o diferențiere netă între zona de oboseală și cea de rupere finală, aceasta din urmă fiind plasată mai mult sau mai puțin excentric (fig. 1).

Analiza microfractografică a unor replici în două trepte nitroceluloză-carbon, prelevate pe suprafețele de rupere ale epruvetelor de oboseală cu concentrator, a pus în evidență, în zona de amorsă, prezența unor striuri tipice de oboseală, atît în cazul epruvetelor îmbătrînite, cît și la cele durificate superficial prin nitrurare. La epruvetele îmbătrînite, striurile se distanțează pe măsură ce se îndepărtează de amorsa de oboseală, pentru ca distanța să crească foarte mult aproape de frontul terminal de amorsă la oboseală (fig. 2 a, 2 b). Această distanțare crescîndă între striurile de oboseală relevă o creștere a vitezei de fisurare sub și solicitarea ciclică, pe măsură ce crește distanța de amorsă. La

Fig. 1 Aspectul casurii unor epruvete de oboseală lise și cu concentrator din oțel maraging 18 Ni 250 dublu topit în vid și tratat termic. a) nitrurare în mediu gazos: 450°C/45 ore;



b) îmbătrînire 480°C/3 ore/aer.

epruvetele nitrurate se remarcă numeroase precipitări pe striurile de oboseală, precipitări care au condus la o creștere a rezisten-

a

Fig. 2 Microfractografia zonei de amorsă pe epruvete de oboseală cu concentrator din oțel maraging 18 Ni 250 tratate termic: a, b) îmbătrînire 480°C/3 ore; c, d) nitrurare 450°C/45 ore. Rupere transcristalină (săgeata indică sensul striurilor).

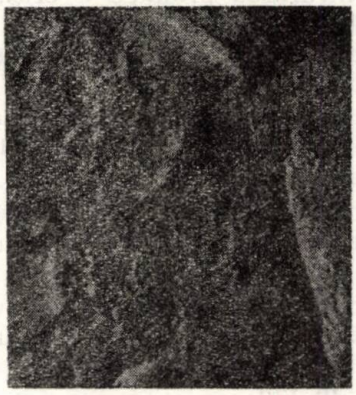
ței la oboseală, ele constituind adevărate frîne în apariția striurilor ca urmare a creșterii solicitării (fig. 2 c, 2 d). Ruperea a avut loc transcristalin.

b

c

d

În zona de trecere se remarcă în cazul epruvetei îmbătrînite suprafețe ușor accidentate cu formațiuni con-cupă fine, ceea ce denotă că deși ruperea are un aspect intercristalin, ea a avut loc printr-o peliculă ductilă la limita cristalelor (fig. 3 a). În cazul epruvetei nitrurate, aspectul zonei de trecere este tipic ductil, de rupere transcristalină cu rețea alveolară și cu precipitate fine în ochiurile alveolelor (fig. 3 b).



a

Fig. 3 Microfractografia zonei de trecere pe epruvete de oboseală cu concentrator din oțel maraging 18 Ni 250 tratate termic : a) îmbătrînire 480°C/3 ore/aer : rupere intercristalină ;

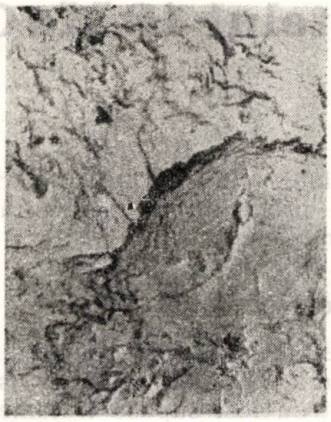
b

b) nitrurare 450°/45 ore : rupere transcristalină.

În zona de rupere finală, ruperea a avut loc transcristalin, atît în cazul epruvetei îmbătrînite cît și al celei nitrurate, cu aspect ductil de formațiuni con-cupă (fig. 4).

Fig. 4 Microfractografia zonei de rupere finală pe epruvete de oboseală cu concentrator din oțel maraging 18 Ni 250 tratate termic :
a) îmbătrînire 480°C 3 ore/aer : rupere transcristalină cu aspect ductil con-cupă ;

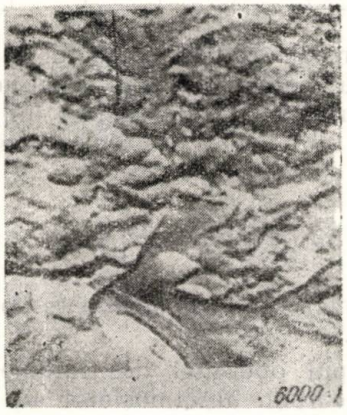
Analiza microfractografică a epruvetelor de oboseală lise, în stare îmbătrînită, a pus în evidenţă — în zona de amorsă — striuri de oboseală care coexistă cu plăji plane



b

b) nitrurare 450°C/45 ore : rupere transcristalină.

(fig. 5 a). Ruperea are un aspect transcristalin, spre frontul terminal de oboseală, striurile scad pentru ca spre miez să apară dese



a

Fig. 5 Microfractografia zonei de amorsă pe epruvete de oboseală lise din oţel maraging 18 Ni 250 tratate termic : a) îmbătrînire 480°C 3 ore/aer : rupere transcristalină.

precipitate fine, tipice structurii de îmbătrînire a oţelurilor maraging, ruperea păstrînd aspectul transcristalin cu formaţiuni con-cupă în suprafaţa grăunţilor.

În cazul epruvetei lise nitrurate, în zona de rupere la oboseală, striurile sînt mult mai evidente, distanţa între ele crescînd pe măsură ce se îndepărtează de amorsă. Se remarcă, de asemenea, numeroase precipitări pe striurile de oboseală (fig. 5 b). Ruperea are un aspect transcristalin ca şi în miezul probei, unde apar aceleaşi formaţiuni concupă tipice, uşor alungite ca urmare a soli-

b) nitrurare 450°C 45 ore : rupere transcristalină.

citării ciclice la tracţiune şi cu numeroase precipitări în vîrful conului.

În concluzie, ceea ce trebuie remarcat în mod deosebit din analiza microfractografică a epruvetelor de oboseală lise sau cu concentrator din oţel maraging 18 Ni 250 în stare îmbătrînită sau nitrurată este că în general ruperea a avut loc transcristalin, iar relieful microfractografic al suprafeţelor examinate nu a pus în evidenţă un clivaj fragil, nici chiar pe epruvetele nitrurate. Ruperea finală a avut în general un aspect ductil cu formaţiuni con-cupă uşor alungite şi cu numeroase precipitări în vîrful conului, aspect tipic al oţelurilor maraging.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tuifnell, G. W.:* The effect of hardenind mechanism on the fatigue strength of some Fe-Ni martensite alloys. In : „Tran. Metal" — AIME, 1965, pag. 233 şi pag. 983—986.

[2] * * *: Firth Brown Ltd. Maraging Steels, Nov. 1971, pag. 1—30.

[3] *Nicodimi, W., Vercelli, A.:* Considerazion sul comportamento alla fatica a flessione rotante degli acciai maraging soltoposti a tratamenti de nitrurazione. In : „La metallurgia italiana", nr. 4/1970, pag. 127—136.

[4] *Diez, J. M., Salkim, R. V.:* Appraisal of the Locati and Proti methods for determining fatigue limit. In : Journal of materials vol. 7, nr. 1, martie 1972, pag. 32—37.

[5] *Cioclov, D.:* Rezistenţă şi fiabilitate la solicitări variabile. Ed. Facla, 1975. Timişoara.

[6] *Contractor, G. P.:* Quelques aspects des aciers maraging à 18 Ni-Co-Mo. In : „Cobalt", dec. 1966, pag. 177—200.

CZ : 669.14.018.298.2:621.83

Aspecte ale influenței austenitei reziduale asupra comportării în exploatare a angrenajelor cementate din oțelul 18 Mo CN 13

Ing. I. **IONICĂ** — Intreprinderea Tractorul Brașov
Dr. ing. Victoria **FITERĂU** — Univesitatea Brașov

Introducere

Una din tendințele noi ale construcției de mașini este reducerea greutății și gabaritelor mașinilor. În construcția de automobile și tractoare, la mecanisme navale, la mașini-unelte, la alte mașini și instalații, reducerea greutății și gabaritelor este un prim obiectiv. Acest lucru este posibil la ora actuală prin îmbunătățirile aduse metodelor de calcul, prin alegerea schemei celei mai raționale a transmisiei, prin executarea angrenajelor la clase de precizie superioare.

Cu toate acestea, în literatură se cunosc puține date concrete privind posibilitățile ridicării capacității portante a angrenajelor, prin utilizarea diferitelor mărci de oțeluri sau a diferitelor tratamente termice ; se cunosc puține date privind influența caracteristicilor mecanice ale stratului și miezului în exploatarea angrenajelor pentru diferite condiții de solicitare ; nu se cunoaște încă o metodă de calcul al stratului minim cementat în vederea asigurării optime a condițiilor de exploatare ; nu se cunosc decît date publicitare privind tratamentele chimice și unele tratamente electrochimice de suprafață, etc.

Unul dintre factorii metalurgici, cercetat mai în amănunțime cu diferitele metode clasice, este influența austenitei reziduale asupra comportării în exploatare a angrenajelor cementate. Din studiile făcute pînă în prezent [1], [2], [3], [4], [5] etc., nu se poate desprinde o concluzie generală, punctele de vedere ale diferiților autori fiind împărțite și în multe cazuri, chiar contradictorii.

În lucrările menționate, influența acestui factor structural, de altfel foarte important, a fost cercetată prin metodele clasice de încercări mecanice, rezultatele obținute neputînd fi utilizate cantitativ în calculul de dimensionare sau verificare a angrenajelor.

Lucrarea de față prezintă cîteva rezultate privind comportarea în exploatare a angrenajelor cu dantură cilindrică în evolventă confecționate din oțelul 18 Mo CN 13 **(STAS 791—66)**, cementate, cu un conținut de austenită reziduală pînă la 30% (din considerente practice procentul de austenită reziduală nu a fost mai mare).

Modul de lucru și rezultate

Angrenajele au fost confecționate din oțel a cărui compoziție chimică este dată în tabelul 1 și au fost supuse tratamentului termochimic de cementare clasică în mediu gazos cu călire directă conform tabelului 2.

Tabelul 1

Marca de oțel	C %	Si %	Mn %	Cr %	Ni %	Mo %
18 Mo C N 13	0,19	0,23	0,74	0,98	1,35	0,26

Adîncimea stratului cementat a fost apreciată după metoda durității efective și stabilită după recomandările **AGMA** [6], care consideră că adîncimea stratului cementat (δ) se stabilește cu relația empirică :

$$\delta = \left(\frac{1}{5} - \frac{1}{7}\right) \text{ [m]},$$

valorile mici fiind recomandate pentru module mari.

În timpul operației de tratament, potențialul de carbon al atmosferei s-a verificat prin metoda punctului de rană și prin metoda foliei, iar conținutul de carbon la echilibru al oțelului 18 Mo CN 13 s-a măsurat prin analiza chimică pe șpan dinainte prelevat.

S-a putut stabili astfel experimental activitatea (a) a carbonului pentru condițiile de tratament precizate. S-a obținut :

$C_c = 1{,}1\,\%$ C — potențial de carbon măsurat prin metoda

$C_a = 1{,}17\,\%$ — carbon în echilibru pentru oțelul analizat :

$$a = \frac{C_c}{C_a} = 0{,}94,$$

ceea ce arată o bună concordanță cu activitatea determinată cu relația lui Gunnarson ($a = 0{,}948$).

Curbele de variație a durității în strat (măsurată MUS) și curbele de variație a conținutului de carbon sînt cele din figura 1 și figura 2.

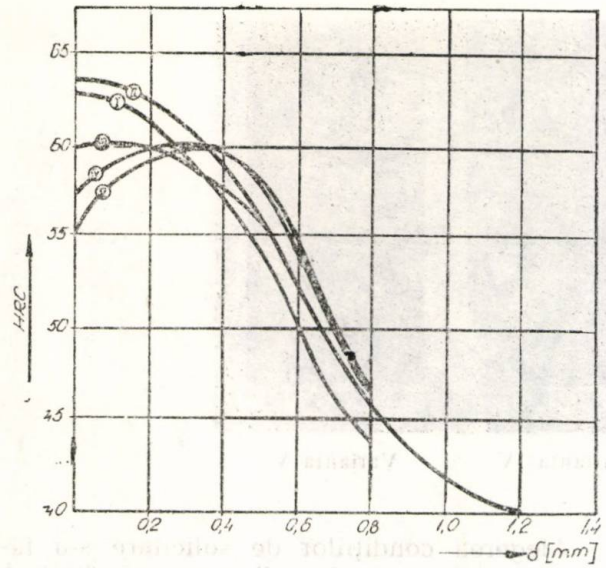


Fig. 1

Conținuturile de austenită reziduală au fost apreciate prin metoda metalografică [7], pe baza etaloanelor de structură. Pregătirea probelor s-a făcut prin lustruire electrolitică [5], [7], pentru a evita transformarea austenitei reziduale prin ecruisare în timpul șlefuirii.

Variația proporției de austenită reziduală s-a obținut numai pe baza creșterii conținutului de carbon din stratul cementat, ceilalți factori rămînînd nemodificați.

Ținînd cont de variația factorului (Ms-T), cantitatea de austenită reziduală crește [8], ca urmare a scăderii temperaturii Ms [5], de

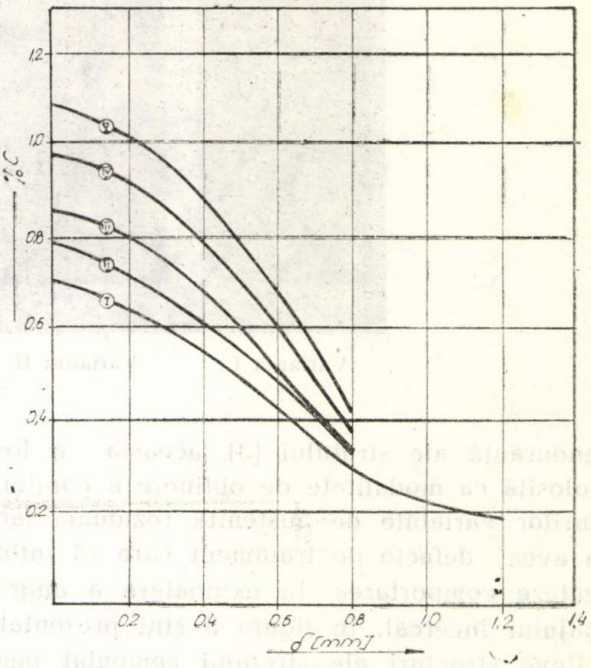


Fig. 2

la aproximativ 180°C pentru varianta **I** la aproximativ 60°C pentru varianta **V**.

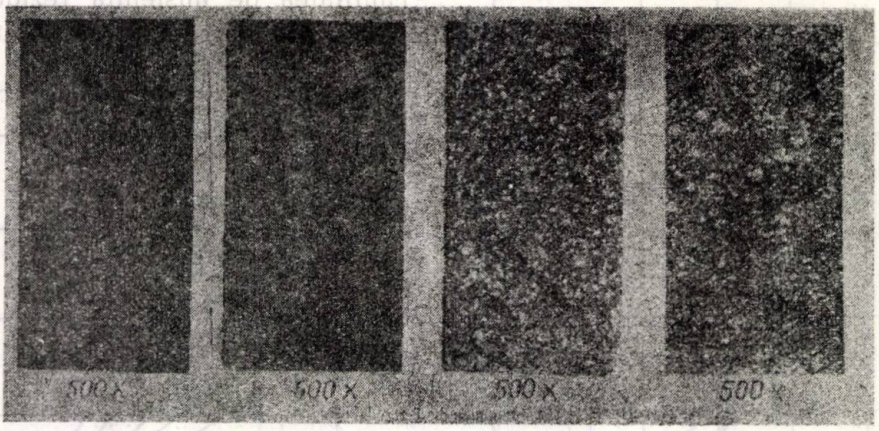
Tabelul 2

Parametrii regimului de tratament termic			Varianta de tratament termic				
			I	II	III	IV	V
Timpul [min]	cementare		240	270	300	330	360
	difuzie		150	120	90	60	30
	călire		10	10	10	10	10
	revenire		90	90	90	90	90
Temperatura [°C]	cementare		900	900	900	900	900
	difuzie		900	900	900	900	900
	austenitizare		900	900	900	900	900
	ulei călire		60	60	60	60	60
	revenire		180	180	180	180	180
Debit Nm^3/h	Cementare	gaz suport — Rx	13	13	13	13	13
		gaz carburizator CH_4	1	1	1	1	1
	Difuzie	Rx	13	13	13	13	18
		CH_4	0	0	0	0	0
Conținutul de austenită reziduală [%]			0	0	$\simeq$ 15	$\simeq$ 25	$\simeq$ 30

Cum călirea directă a pieselor cementate, de la temperatura de cementare, se aplică din considerente economice, şi cum aceasta nu influenţează caracteristicile mecanice de oboseală, de încovoiere statică şi de

constructive ale angrenajului folosit sînt cele conform tabelului 3 şi sînt obţinute pe baza relaţiilor de calcul ale lui Nieman [9].

Condiţiile de solicitare şi rezultatele obţinute sînt menţionate în tabelul 4.



Varianta I Varianta II Varianta IV Varianta V

Fig. 3

anduranţă ale stratului [3], aceasta a fost folosită ca modalitate de obţinere a conţinuturilor variabile de austenită reziduală fără a avea defecte de tratament care să influenţeze comportarea în exploatare a angrenajului încercat. În figura 3 sînt prezentate cîteva structuri ale stratului cementat pentru variantele : **I, II, IV** şi **V.**

Tabelul 3

modulul	3,5
numărul de dinţi	32
cremalierea de referinţa	20° — 1 — 0,35
diametrul de divizare	112
deplasarea specifică	0,138
lungimea peste patru din H	38±0,03
toleranţa la variaţia lung. peste din H TVLn	0,03
toleranţa direcţiei dintelui Td	0,015
lăţimea dinte	16
înălţime dinte	8,225
scurtare cap dinte	—
diametrul exterior	119,96

Încercările de solicitare au fost făcute pe o maşină cu circuit mecanic închis, concepută şi executată de autori. Caracteristicile

Alegerea condiţiilor de solicitare s-a făcut plecîndu-se de la diagrama calitativă viteză-încărcare [9], figura 4, urmărind com-

Tabelul 4

Varianta de tratament	Condiţii de solicitare: moment (daN/cm)	viteza de angrenare (m/s)	forţa tangentială (daN)	Rezistenţa (nr. cicluri)	Temp. baie (°C)
I	6500	5,6	1075	$2,5 \cdot 10^6$	63
II	6500	5,6	1075	$2,7 \cdot 10^6$	63
III	6500	5,6	1075	$3,1 \cdot 10^6$	56
IV	6500	5,6	1075	$2,2 \cdot 10^6$	59
V	6500	5,6	1075	$1,9 \cdot 10^6$	62
	încercare la oboseală				
I	10500	5,6	1750	$4 \cdot 10^5$	66
II	10500	5,6	1750	$4 \cdot 10^5$	67
III	10500	5,6	1750	$4,5 \cdot 10^5$	60
IV	10500	5,6	1750	$5,25 \cdot 10^5$	68
V	10500	5,6	1750	$4,7 \cdot 10^5$	71

portarea angrenajului la solicitarea de ciupire şi de oboseală în domeniul de rezistenţă limitată, evitînd solicitarea în domeniul de gripare, prin alegerea vitezei de angrenare la începutul curbei de solicitare la gripare, conform diagramei din figura 5 [8]. Încercarea angrenajelor în domeniul de rezistenţă limitată pe curba Wöhler (în prima parte pentru oboseală şi în partea a doua pentru ciupire) are la bază considerente de ordin practic în activitatea de proiectare sau verificare a angrenajelor destinate a lucra în

condiții grele de solicitare, cum ar fi transmisiile finale, cutiile de viteză, reductoarele de turații, etc. Aceste date sînt necesare proiectantului, deoarece necunoașterea caracteris-

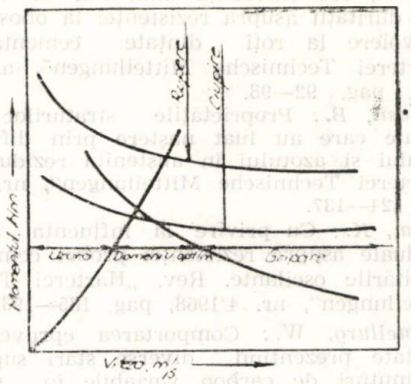


Fig. 4

ticilor de rezistență limitată la oboseală a angrenajelor conduce în multe cazuri la supradimensionări sau la creșterea modulului,

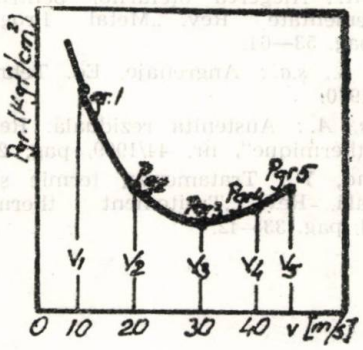


Fig. 5

ceea ce atrage o creștere a consumului de material, sau o creștere nejustificată a prețului de uzinare, precum și o înrăutățire a condițiilor de solicitare la ciupire.

Analizînd mai în amănunțime condițiile în care sînt destinate a lucra angrenajele, reiese că pentru creșterea forței portante este necesar a se alege un oțel aliat corespunzător, o variantă de tratament care realizează o distribuție a tensiunilor cît mai favorabilă, sau o alegere pentru același antrax, a unui grad de acoperire cît mai mare folosindu-se danturile deplasate sau cu dinți înclinați. Pentru creșterea rezistenței la ciupire, se recomandă module cît mai mici, pentru reducerea alunecărilor relative dintre flancuri (fig. 6), creșterea durității superficiale a flancurilor, care impune o prelucrare cît mai îngrijită a suprafeței și reducerea coeficientului de frecare dintre flancuri, etc.

În cazul determinărilor efectuate, aprecierea rezistenței la oboseală s-a făcut pe baza numărului de solicitări efectuate pînă la ruperea unui dinte, iar rezistența la ciupire s-a apreciat pe baza metodei convenționale [8] (50 ciupituri pe diametrul de rostogolire indică prezența unei uzări progresive).

Concluzii

În vederea interpretării concrete a rezultatelor obținute, care sînt aproape identice cu cele de solicitare în exploatare, nu este suficientă măsurarea momentului de cuplu închis din agrenaje, viteza de angrenare și numărul de cicluri la care rezistă un angrenaj, deoarece nu se poate face nici-o apreciere asupra modului cum decurge uzarea în etapa de rodare a angrenajelor, în cea de regim și în etapa progresării uzurii. Se impune deci o măsurare continuă a puterii pierdute în cele două angrenaje și a vitezei instantanee de angrenare.

Totuși aprecieri aproximative se pot face pe baza variației temperaturii din baia de ulei care dă informații asupra puterii consumate în cele două angrenaje. Astfel:

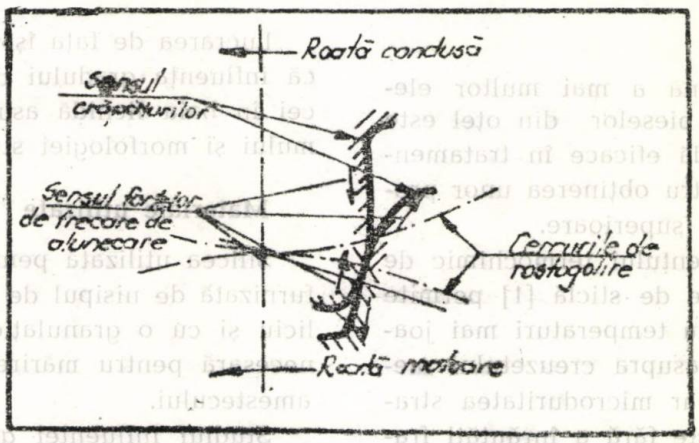


Fig. 6

a) se observă că pentru primele două variante de tratament, care conduc la o structură total martensitică în strat, mai bine rezistă martensita mai puternic aliată în condițiile de solicitare la ciupire, la oboseală, rezistențele fiind aceleași ;

b) cu cercetarea proporției de austenită reziduală, deși scade duritatea, pentru varianta III, se observă o creștere a rezistenței la ciupire, iar pentru variantele IV și V rezistența scade. Creșterea rezistenței la ciupire, se poate datora scăderii coeficientului de frecare dintre flancuri, scădere care se datorează creșterii conținutului de carbon din strat. Această afirmație are la bază următoarele observații :

— temperatura uleiului din baie este cea mai mică, ceea ce indică o frecare în angrenaje mai redusă ;

— dacă în cazul primelor două variante de tratament apăreau evidente diferențele de uzare între roata condusă și roata conducătoare, în variantele III, IV și V, uzarea este practic aceeași pentru cele două roți. Ținînd cont de sensul forțelor de frecare din flancuri se poate vorbi de o diminuare a acestora ;

— prezența austenitei reziduale în strat, asigură totuși acestuia o oarecare conformabilitate, care duce la o bună rodare a angrenajului. Scăderea rezistenței pentru variantele IV și V se datorează micșorării pronunțate a durității ;

c) creșterea rezistenței la oboseală cu creșterea cantității de austenită reziduală se datorează acelorași cauze susmenționate (cu condiția să nu scadă prea mult duritatea). Creșterea importantă a cantității de austenită reziduală conduce pe lîngă efectele dorite (conformabilitate, transformarea parțială în timpul solicitării, creînd o distribuție favorabilă a tensiunilor) și unele fenomene nedorite [3] cum ar fi :

— transformarea parțială conduce uneori la obținerea unei structuri martensitice cu ace grosolane cu proprietăți mecanice scăzute ;

— austenita reziduală rămasă netransformată se ecruisează micșorîndu-i-se elasticitatea, fenomen care ar putea explica deplasarea maximului rezistenței la ciupire către conținuturi mai mici de austenită reziduală în comparație cu maximul de rezistență la oboseală ;

— odată cu transformarea unei anumite cantități de austenită reziduală cît și după aceea (3), au loc fenomene de precipitare fină a carburilor, care pot fragiliza stratul.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Funtani, K.:* Influența adîncimii de cementare și a durității asupra rezistenței la oboseală prin încovoiere la roți dințate cementate. Rev. „Harterei Technische Mitteilungen", nr. 2 din 1970, pag. 92—98.

[2] *Prenosil, B.:* Proprietățile straturilor carbonitrurate care au luat naștere prin difuzia carbonului și azotului în austenita reziduală. Rev. „Harterei Technische Mitteilungen", nr. 2, 1966, pag. 124—137.

[3] *Razim, K.:* Cu privire la influența austenitei reziduale asupra rezistenței probei cementate la solicitările oscilante. Rev. „Harterei Technische Mitteilungen", nr. 4/1968, pag. 185—193.

[4] *Beumellurg, W.:* Comportarea epruvetelor cementate prezentînd diverse stări superficiale, conținuturi de carbon variabile în suprafață, în timpul cercetării de încovoiere rotativă, încovoiere statică și rezilienţă. Rev. „Traitement thermique", nr. 98/1975, pag. 39—51.

[5] *Klimek, J.:* Metode metalografice pentru măsurarea conținutului în austenită reziduală. Rev. „Traitement Thermique", nr. 99/1975, pag. 41—49.

[6] *Kern, R.:* Alegerea oțelurilor pentru roți dințate cementate Rev. „Metal Progress", iulie 1972, pag. 53—64.

[7] *Sauer, L., ș.a.:* Angrenaje. Ed. Tehnică, București, 1970.

[8] *Nessius, A.:* Austenita reziduală. Rev. „Traitement thermique", nr. 44/1969, pag. 23—29.

[9] *Meyzand, Y.:* Tratamentul termic și austenita reziduală. Rev. „Traitement thermique", nr. 81/1974, pag. 33—42.

CZ : 621.78

Influența silicei asupra straturilor borizate, obținute în băi lichide de sticlă topită

Ing. Ion **SPĂTARU** — INOX București

Dr. șt. mat. A. **SPĂTARU** — Centrul de Statistică Matematică București

Introducere

Difuziunea simultană a mai multor elemente în suprafața pieselor din oțel este cunoscută ca o metodă eficace în tratamentele termochimice pentru obținerea unor proprietăți de exploatare superioare.

Efectuarea tratamentului termochimic de borizare în băi lichide de sticlă [1] permite realizarea procesului la temperaturi mai joase, efectele corozive asupra creuzetului metalic sînt diminuate, iar microduritatea stratului borizat se mărește fără a înrăutăți fragilitatea stratului.

Lucrarea de față își propune să urmărească influența gradului de concentrație a silicei în baia lichidă asupra cineticii mecanismului și morfologiei stratului borizat.

Materiale utilizate

Silicea utilizată pentru experimentări este furnizată de nisipul de Miorcani, bogat în siliciu și cu o granulație foarte fină, condiție necesară pentru mărirea vitezei de topire a amestecului.

Studiul influenței gradului de concentrație a silicei asupra stratului borizat s-a făcut

pe epruvete din OLC 15 cu dimensiunile 10 x 10 x 7 mm a căror compoziție chimică este prezentată în tabelul 1.

Epruvetele cu aceste dimensiuni au permis completarea studiului metalografic cu studiul pe microsonda electronică, obținîndu-se date suplimentare asupra imaginii de compoziție și de distribuție a siliciului în matricea metalică și în strat.

Tabelul 1

Material	Compoziția chimică %								
	C	Mn	Si	P	S	Cu	Ni	Cr	Mo
OLC 15	0,145	0,39	0,21	0,007	0,01	0,08	0,06	0,04	0,02

Condiții de experimentare

Studiul influenței silicei asupra cineticii, mecanismului și morfologiei stratului borizat, obținut în băi topite de sticlă, a comportat parcurgerea succesivă pe bază de anhidridă borică, carbonat de sodiu, carbonat de potasiu, la care se adaugă silice în proporții variabile ;

— topirea amestecului fără carbură de bor pînă la atingerea temperaturii de 1050°C și menținerea la această temperatură timp de 1 oră pentru definitivarea omogenizării ;

— preîncălzirea carburii de bor la 400°C și adăugare la baia lichidă. Băile pentru studiul influenței silicei au fost făcute cu amestec proaspăt pentru fiecare grad de concentrație al silicei în baie, respectiv 10, 20, 30, 40 și 50% în raport cu masa de amestec.

La grade de concentrație a silicei în baie mai mari de 50%, vîscozitatea topiturii crește într-atît încît condițiile de lucru devin improprii.

Înainte de introducere în baie, epruvetele au fost curățate mecanic și spălate într-o baie caldă de tricloretilenă. Introducerea epruvetelor în baia de borizare s-a făcut prin intermediul unui coș metalic din oțel inoxidabil, în care se puteau așeza 9 epruvete fără a se influența reciproc în mod evident.

Epruvetele s-au borizat concomitent, scoaterea lor din baia lichidă făcîndu-se la un interval de 1,5, 3 și respectiv 6 ore.

Răcirea epruvetelor la scoaterea din baie s-a făcut în aer liniștit, după o ușoară îndepărtare (cu racleți) a crustei de pe epruvetă. Resturile aderente se pot îndepărta prin fierbere energică în apă cu 5% Na_2CO_3.

Din cele trei epruvete scoase concomitent s-au făcut determinări ale grosimii de strat și ale microdurității stratului de boruri și studiul metalografic cu ajutorul microsondei electronice.

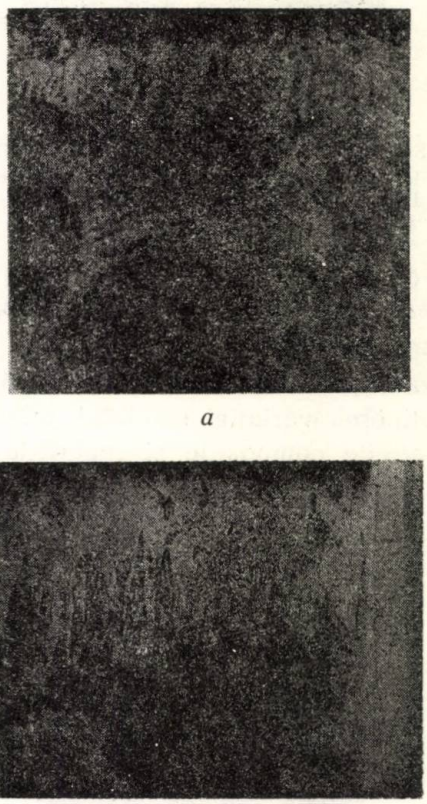
Rezultate experimentale

Baia cu un grad de concentrație de 10% silice are fluiditate foarte bună, condițiile de lucru fiind similare cu cele de la încălzirea curentă în băi de săruri.

Grosimea stratului de boruri obținut pe oțelul OLC 15 la temperatura de 950°C și durata de menținere de 6 ore este cuprinsă între 120 . . . 150 μm.

Grosimea maximă este definită ca distanța de la suprafață la vîrfurile acelor de boruri cele mai lungi, iar grosimea minimă este definită ca distanța de la suprafață la vîrful acelor de boruri cele mai mici. Această delimitare poate da o imagine aproximativă asupra uniformității stratului de boruri obținut.

Microstructura stratului borizat se caracterizează printr-o compactitate bună, porozitatea stratului destul de mică, stratul de boruri obținut după o perioadă de menținere de 3 ore putîndu-se considera închis (figura 1).



a

b

Fig. 1 Microstructura stratului borizat, obținut pe oțel OLC 15 în baia de sticlă cu 10% și SiO_2. Temperatura de borizare : 950°C. Durata de menținere : a) 1,5 h ; b) 3 h. Atac nital 2% ; x 250.

Prin strat închis de boruri [2] înțelegem acel strat, în care între borurile de fier nu există spațiu liber ocupat de matricea metalică de bază, care să pătrundă pînă la suprafață.

Microstructura stratului borizat este formată din ace de borură Fe_2B, dispuse perpendicular pe suprafața probei, peste care — la durate de menținere mai mari de 5 ore, apar ace de borură FeB, dispuse, de asemenea, perpendicular pe suprafața probei, mai fine și discontinuie.

În figura 2, este prezentată microstructura stratului borizat obținut în baia cu 10% SiO_2 pe oțelul OLC 15, după 6 ore de menținere

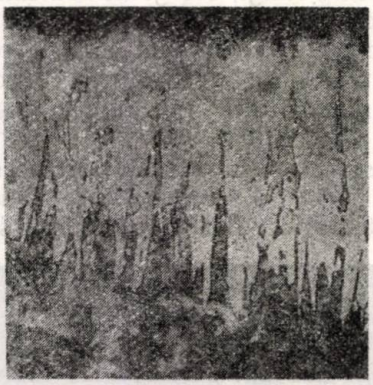


Fig. 2 Strat de boruri bifazat FeB și Fe_2B pe oțel OLC 15. Temperatura de borizare: 950°C. Durata de menținere: 6 ore. Atac: nital 2%; x 250.

la 950°C. Se observă borura FeB mai închisă la culoare, dispusă peste borura Fe_2B, de culoare mai deschisă.

Studiul pe microsondă electronică a permis obținerea variației siliciului, mixtă peste imaginea de compoziție și repartiția siliciului în cîmpul studiat, obținut prin difracție cu raze X, ceea ce se poate urmări în imaginile din figura 3 și figura 4.

Fig. 3 Imaginea de compoziției și variația concentrației siliciului în stratul borizat. — Baie cu 10% SiO_2; x 1200.

Prin creșterea gradului de concentrație a silicei la 20%, în baia lichidă de sticlă se constată o ușoară ridicare a vîscozității.

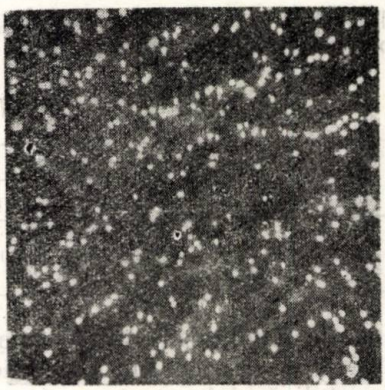


Fig. 4 Repartiția siliciului în cîmpul studiat prin difracție cu raze X. — Baie cu 10% SiO_2; x 1200.

În timpul răcirii epruvetelor, se constată desprinderea peliculei aderente la trecerea prin punctul de întărire al sticlei, suprafața epruvetelor rămînînd cu un aspect cenușiu închis, plăcut.

Grosimea stratului borizat în comparație cu baia cu 10% Si O_2 variază puțin observîndu-se o ușoară creștere a mărimii acelor de boruri, pe fundalul unei micșorări relative a stratului compact. Stratul de boruri este mai poros, ceea ce evidențiază difuzia concomitentă a borului și siliciului.

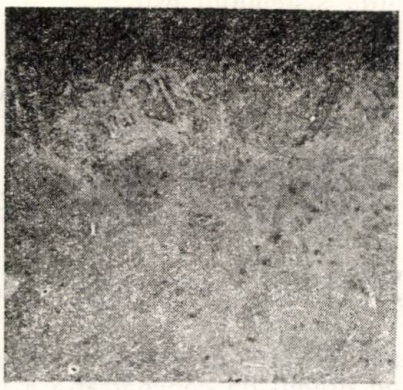
Difuzia siliciului în straturile de boruri modifică compoziția fizică a stratului borizat, în sensul micșorării cantității de borură FeB sau împiedicînd pur și simplu formarea ei, așa cum ușor se poate observa din analiza microstructurii prezentate în figura 5.

Fig. 5 Microstructura oțelului OLC 15 borizat în baia cu 20 % SiO_2. Temperatura de borizare: 950°C. Durata de menținere: 6 ore. Atac: nital 2%; x 250.

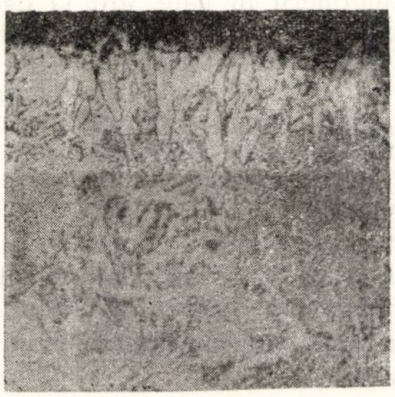
Dacă gradul de concentrație a silicei în baia de borizare depășește 20%, se constată o scădere accentuată a grosimii stratului bo-

rizat obținut, atît în ceea ce privește lungimea minimă a acelor de boruri cît și lungimea maximă. Odată cu scăderea grosimii stratului ca urmare a creșterii gradului de concentrație a silicei la peste 30% are loc și o modificare a caracterului stratului borizat.

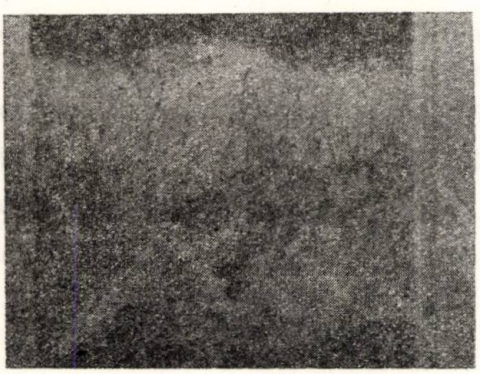
Difuzia siliciului în stratul de boruri, perturbează dispunerea perpendiculară a borurilor pe matricea metalică, iar peste 40% SiO_2 difuzia siliciului este preponderentă în dauna borului.



a



b



c

Fig. 6 Microstructura stratului borizat obținut pe oțel OLC 15 în baia de sticlă cu 50 % SiO_2. Temperatura de borizare: 950°C. Durata de menținere: 1,5 h; b) 3 h; c) 6 h. Atac: nital 2 %; x 250.

În figurile 6, a, b, c, se prezintă variația grosimii stratului borizat la durata de menținere de 1, 5, 3 și 6 h la 950°C în baia cu 50% SiO_2.

Din figurile 1, 2, 5 și 6 se constată că odată cu creșterea conținutului de Si_2O grosimea stratului borizat scade mult.

Analiza imaginilor din figurile 7 și 8, comparativ cu cele din figurile 3 și 4, arată că, la creșterea gradului de concentrație a silicei, în baie are loc îmbogățirea substanțială a stratului de boruri cu siliciu.

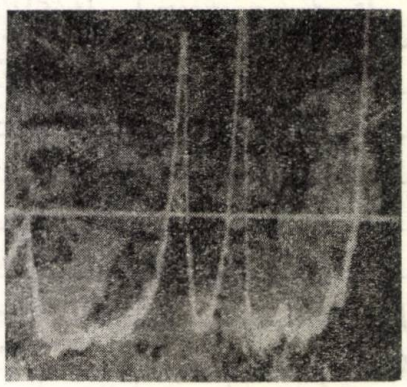


Fig. 7 Imaginea de compoziție și variația concentrației siliciului în strat la proba borizată în baia cu 50 % SiO_2; 950°C/6 ore; x 1200.

Fig. 8 Repartiția siliciului în cîmpul studiat al probei borizate în baia cu 50 % SiO_2; prin difracție cu raze X; 950°C/6 ore; x 1200.

Creștrea grosimii stratului de boruri, funcție de gradul de concentrație al silicei în baia borosilicatică de borizare are loc aproximativ după o parabolă (figura 9 și figura 10).

Pentru fiecare dintre duratele de menținere în baia de borizare $t_1 = 1{,}5$ h, $t_2 = 3$ h și $t_3 = 6$ h, determinăm această parabolă prin metoda celor mai mici pătrate. Modelul matematic general este prezentat mai jos.

Dacă reprezentăm în plan n puncte $(x_1, y_1) \ldots (x_n\ y_n)$ și acestea par situate în vecinătatea unei parabole, atunci putem determina o parabolă:

$$y = ax^2 + bx + c, \qquad (1)$$

astfel încît:

$$F(a, b, c) = \sum_{i=1}^{n} (y_1 - ax_i^2 - bx_i - c)^2,$$

să fie minimă.

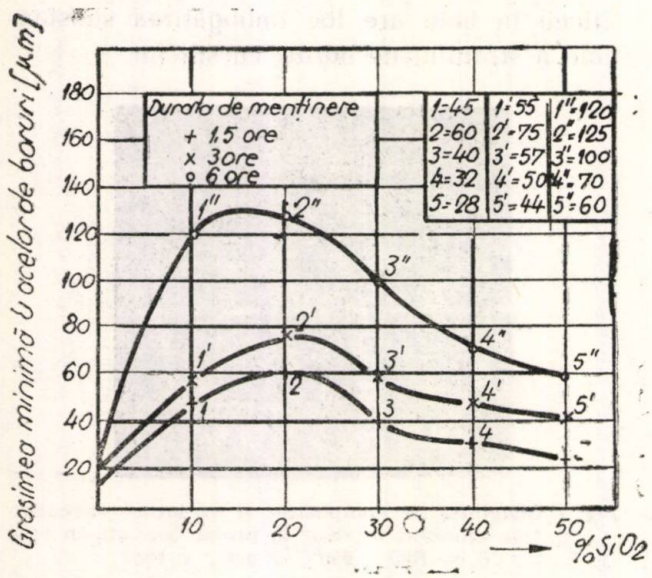


Fig. 9 Variația grosimii minime a stratului de boruri cu gradul de concentrație al SiO_2.

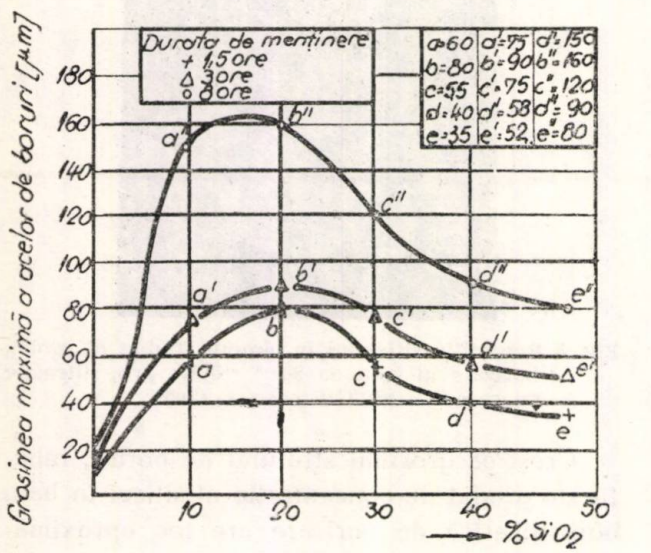


Fig. 10 Variația grosimii maxime a stratului de boruri cu gradul de concentrație al SiO_2.

Metoda de obținere a acestei parabole, adică a parametrilor a, b, c prin minimizarea funcției F este numită metoda celor mai mici pătrate.

Valorile a, b, c pentru care F devine minimă, constituie soluția sistemului de ecuații:

$$\frac{(a, b, c)}{\sigma a} = -2 \sum_{i=1}^{n} (y_i - ax_i^2 - bx_i - c) x_i^2 = 0$$

$$\frac{(a, b, c)}{\sigma b} = -2 \sum_{i=1}^{n} (y_i - ax_i^2 - bx_i - c) x_i = 0$$

$$\frac{(a, b, c)}{\sigma c} = -2 \sum_{i=1}^{n} (y_i - ax_i^2 - bx_i - c) = 0$$

Deci soluția sistemului este:

$$\left(\sum_{i=1}^{n} x_i^4\right) a + \left(\sum_{i=1}^{n} x_i^3\right) b + \left(\sum_{i=1}^{n} x_i^2\right) c = \sum_{i=1}^{n} x_i^2 y_i \qquad (2)$$

$$\left(\sum_{i=1}^{n} x_i^3\right) a + \left(\sum_{i=1}^{n} x_i^2\right) b + \left(\sum_{i=1}^{n} x_i\right) c = \sum_{i=1}^{n} x_i y_i$$

$$\left(\sum_{i=1}^{n} x_i^2\right) a + \left(\sum_{i=1}^{n} x_i\right) b + nc = \sum_{i=1}^{n} y_i$$

În cazul de față $n = 5$, iar valorile x_1, reprezentînd gradul de concentrație a silicei în baie, au fost păstrate aceleași, indiferent de durata menținerii în baie, atît la determinarea grosimii minime cît și la determinarea grosimii maxime, și anume $x_1 = 10$, $x_2 = 20$, $x_3 = 30$, $x_4 = 40$, $x_5 = 50$. Prin urmare, partea stîngă a sistemului (2) rămîne neschimbată, partea dreaptă modificîndu-se în funcție de valorile grosimii de strat y_1 obținute experimental.

De exemplu, pentru timpul de menținere în baie $t_1 = 1{,}5$ h, au fost determinate grosimile minime ale stratului de boruri y_i, măsurate în μm, corespunzătoare concentrațiilor x_i astfel:

$y_1 = 45$; $y_2 = 60$; $y_3 = 40$; $y_4 = 32$; $y_5 = 28$ μm.

Pentru acest exemplu sistemul (2) are forma:

$$9790000\ a + 225000\ b + 5500\ c = 185700$$
$$225000\ a + 5500\ b + 150\ c = 5530$$
$$5500\ a + 150\ b + 50\ c = 205$$

și de aici se obține prin regula lui Cramer

$$a = \frac{-13 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^8} = -0{,}0185714;$$

$$b = \frac{346 \cdot 10^6}{7 \cdot 10^8} = 0{,}4942857;$$

$$c = \frac{3262 \cdot 10^7}{7 \cdot 10^8} = 46{,}6.$$

Deci curba ce aproximează graficul variației grosimii stratului în raport cu concentrația silicei în baie are în acest caz ecuația :

$$y = -0{,}0185714 \cdot x^2 + 0{,}4942857\, x + 46{,}6\ ;$$
$$10 \leqslant x \leqslant 50 \qquad (3)$$

În mod asemănător, pentru grosimea minimă și maximă, și pentru duratele $t_1 = 1{,}5$ h, $t_2 = 3$ h, $t_3 = 6$ h, se rezolvă pe rînd sistemul (2). Valorile obținute pentru parametrii a, b, c sînt sitetizate în tabelul 2.

Calculînd pentru fiecare parabolă, ca în exemplul precedent, abaterile medii și abaterile relative medii am găsit că ele sînt cuprinse respectiv între — 0,00008 și 0 și între — 0,0150858 — și — 0,004238. Apreciem că aceste abateri sînt suficient de apropiate de 0.

În fine, putem stabili dependența grosimii stratului de boruri, atît în raport cu durata menținerii în baie, cît și în raport cu concentrația silicei în baie. Pentru aceasta e suficient să remarcăm că oricare din parametrii a, b, c variază în funcție de durata de

Tabelul 2

Durata menținerii (h)	Parametrii parabolei					
	a		b		c	
	Grosime maximă	Grosime minimă	Grosime maximă	Grosime minimă	Grosime maximă	Grosime minimă
1,5	— 0,0185714	— 0,0285714	0,4942857	0,8142857	46,6	61
3	— 0,0292857	— 0,0314285	1,2871428	1,1057142	49,8	71,4
6	— 0,025	— 0,0214285	— 0,25	— 0,8132857	130	168

Acum în ecuația fiecărei parabole $y(x) = ax^2 + bx + c$; $10 \leqslant x \leqslant 50$, cu parametrii a, b, c, determinați ca mai sus, putem lua $x = x_i$ și obținem astfel valorile corespunzătoare $y'_i = y(x)$, unde y'_i este grosimea de strat determinată prin calcul. Mai departe, putem calcula abaterile $y_i - y'_i$, abaterea medie $\frac{1}{5}\sum_{i=1}^{n}(y_i - y'_i)$, abaterile relative $\frac{y_i - y'_i}{y_i}$ și abaterea relativă medie $\frac{1}{5}\sum_{i=1}^{5}\frac{y_i - y'_i}{y_i}$.

De pildă, pentru cazul ce a condus la ecuația (3), obținem datele din tabelul 3.

Tabelul 3

x_i	y_i	y'_i	$y_i - y'_i$	$\frac{y_i - y'_i}{y_i}$
10	45	49,685717	— 4,685717	— 0,104127
20	60	49,057154	10,942846	0,1823807
30	40	44,714311	— 4,714311	— 0,1178577
40	32	36,657188	— 4,657188	— 0,1455371
50	28	24,885785	3,114215	0,1112219

Abaterea medie și abaterea relativă medie sînt aici respectiv $\frac{1}{5}\sum_{i=1}^{5}(y_i - y'_i) = -0{,}000031$ și $\frac{1}{5}\sum_{i=1}^{5}\frac{y_i - y'_i}{y_i} = -0{,}0147838$, deci au valori mici acceptabile.

timp t a menținerii în baie și că pentru a găsi expresiile lor $a(t)$, $b(t)$ ca funcții de argumentul t, ar trebui să folosim din nou metoda celor mai mici pătrate. Însă, deoarece experiențele s-au efectuat numai pentru trei durate de timp $t_1 = 1{,}5$ h, $t_2 = 3$ h, $t_3 = 6$ h, extrapolarea funcțiilor $a(t)$, $b(t)$, $c(t)$, de la nodurile t_i la intervalul 1 ; 5 ; 6 este indicat să se facă folosind faptul că prin trei puncte din plan trece o curbă de ecuație,

$$z(t) = \alpha t^2 + \beta t + \gamma \qquad (4)$$

În cazul nostru $z(t)$ este oricare din funcțiile $a(t)$, $b(t)$, $c(t)$, ale căror valori în punctele t_i sînt cunoscute, constantele α, β, γ urmînd a fi determinate.

De exemplu, pentru cazul grosimii minime, avem $a(t_1) = 0{,}0185714$, $a(t_2) = -0{,}0292857$, $a(t_2) = -0{,}0292857$, $a(t_3) = -0{,}025$. Constantele se determină punînd condiția ca punctele $t_i, a(t_i)$ să se găsească pe curba (4) ceea ce conduce la sistemul liniar,

$$(1{,}5)^2\,\alpha + 1{,}5\,\beta + \gamma = -0{,}0185714$$
$$3^2\,\alpha + 3\,\beta + \gamma = -0{,}0292857$$
$$6^2\,\alpha + 6\,\beta + \gamma = -0{,}025$$

Soluția acestui sistem este :

$$\alpha = \frac{-0{,}0385714}{-20{,}25} = 0{,}00190476\ ;$$

$$\beta = \frac{0{,}3182146}{-20{,}25} = -0{,}0157143\ ;$$

$$\gamma = \frac{-0{,}0144652}{-20{,}25} = 0{,}00071433$$ și, deci, obținem extrapolarea:

$$a(t) = 0{,}00190476\,t^2 - 0{,}0157143\,t + 0{,}00071433;$$

$$1{,}5 \leqslant t \leqslant 6 \qquad (5)$$

În mod analog procedăm cu ceilalți parametri, atît pentru cazul grosimii minime cît și pentru cel al grosimii maxime. Ținînd apoi cont de (1), stabilim dependența simultană de timpul t și de concentrația x, a grosimii stratului de boruri prin funcția:

$$y(t, x) = a(t)\,x^2 + b(t)\,x + c(t);$$

$$1{,}5 \leqslant t \leqslant 6;\ 10 \leqslant x \leqslant 50.$$

Pentru grosimea minimă, $a(t)$ este precizat prin (5), iar $b(t)$ și $c(t)$ au expresiile:

$$b(t) = -0{,}2313227\,t^2 + 1{,}5695237\,t - 1{,}3395237;$$

$$1{,}5 \leqslant t \leqslant 6,$$

$$c(t) = -5{,}4666666\,t^2 - 22{,}466666\,t + 68;$$

$$1{,}5 \leqslant t \leqslant 6.$$

Pentru grosimea maximă am găsit:

$$a(t) = 0{,}00116401\,t^2 - 0{,}0071428\,t - 0{,}0204762;$$

$$1{,}5 \leqslant t \leqslant 6,$$

$$b(t) = -0{,}1853967\,t^2 + 1{,}0285713\,t - 0{,}3114283;$$

$$1{,}5 \leqslant t \leqslant 6,$$

$$c(t) = 5{,}6148148\,t^2 - 18{,}333333\,t + 75{,}866666;$$

$$1{,}5 \leqslant t \leqslant 6,$$

Concluzii

Silicea modifică — compoziția fazică a stratului borizat, în sensul micșorării borurii FeB. Cu creșterea gradului de concentrație a silicei la peste 20% grosimea stratului borizat scade, ajungînd ca la 50% ponderea stratului borizat să fie foarte mică; concomitent crește și viscozitatea topiturii îngreunînd condițiile de lucru.

Variația grosimii stratului borizat, cu gradul de concentrație a silicei în baie și cu durata de menținere, are loc după o parabolă ai cărei parametrii pot fi determinați ușor prin metoda celor mai mici pătrate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Spătaru, I.:* Baie și procedeu de tratament termochimic al aliajelor Fe — C. Patent Nr. 66612/14.02.77.

[2] *Von Matusschka, Graf A.:* Boreren, Delta — Verlag, 1975.

CZ : 621.78

Contribuții la dezvoltarea procedeului de borurare în băi de săruri topite

Ing. E. **FILEP**, ing. Sz. **FARKAȘ**, ing. Zoltan **KOLOZSVÁRY** — Intreprinderea „Metalotehnica" Tg. Mureș

Introducere

Numărul mare de articole de specialitate și tehnologii referitoare la obținerea straturilor borurate arată două aspecte: pe de o parte, interesul mărit față de această tehnologie, care asigură rezistență mare la uzură abrazivă, pe de altă parte, se observă că numărul mare de tehnologii a rezultat din tendința de eliminare a diferitelor dezavantaje.

Conform literaturii [1—3], principalul dezavantaj al tehnologiilor de borurare în băi de săruri este formarea straturilor bifazice de FeB și Fe_2B, precum și dificultățile legate de curățirea pieselor după tratament. Din acest motiv tehnologiile de borurare în amestecuri de pulberi pe bază de carbură de bor sînt considerate superioare față de băile de săruri [3].

S-au obținut rezultate pozitive cu ajutorul băilor pe bază de borax și carbură de siliciu [4]; la o asemenea tehnologie se obțin straturi monofazice datorită activității mai reduse a băii.

În continuare, se expun rezutatele obținute cu o asemenea baie [5], pentu tratarea unor piese de mașini de cusut arătînd că problema curățirii pieselor poate fi rezolvată concomitent cu tratamentul termic ulterior.

Formarea stratului în funcție de timp și temperatură

Metoda experimentală. S-a studiat formarea stratului borurat într-o baie pe bază de borax și carbură de siliciu cu adaos de fluorură de sodiu. Compoziția băii s-a menținut constantă în tot timpul încercărilor. Experiențele pentru studiul formării stratului, la diferite oțeluri, în funcție de timp, au avut

loc la temperatura de 950°C. Studiul formării stratului, în funcție de temperatură, s-a făcut la 930—950—980°C.

Pentru fiecare pereche de parametru timp — temperatură, s-au tratat cîte trei piese de probă de ∅ 25 x 4, rectificate plan paralel.

Tabelul 1

Marcă	C	Si	Mn	Cr
OLC 15	0,14	0,30	0,79	0,19
OLC 60	0,62	0,30	0,64	0,19
18 MC 10	0,19	0,29	1,00	1,00

S-au studiat trei tipuri de oțeluri, avînd o compoziție chimică conform tabelului 1.

După tratament probele s-au fixat în bride metalice și s-au pregătit pentru examinare microscopică. Stratul obținut s-a fotografiat la mărirea de 1000 x, sau 200 x, în funcție de adîncimea de pătrundere. S-a determinat valoarea medie a grosimii de strat și abaterea standard care indică caracterul dințat al stratului [6], făcînd măsuri la intervale de 4 mm, ceea ce este echivalent cu 4 μm la mărirea de 1000 x și cu 20 μm la mărirea de 200 x. La determinarea grosimii de strat s-a luat în considerare numai faza Fe_2B, neglijînd zonele de borocementită.

Rezultate. Grosimile de strat, obținute în funcție de timp la temperatură constantă de 950°C, în cazul celor trei tipuri de oțeluri studiate, se dau în figura 1.

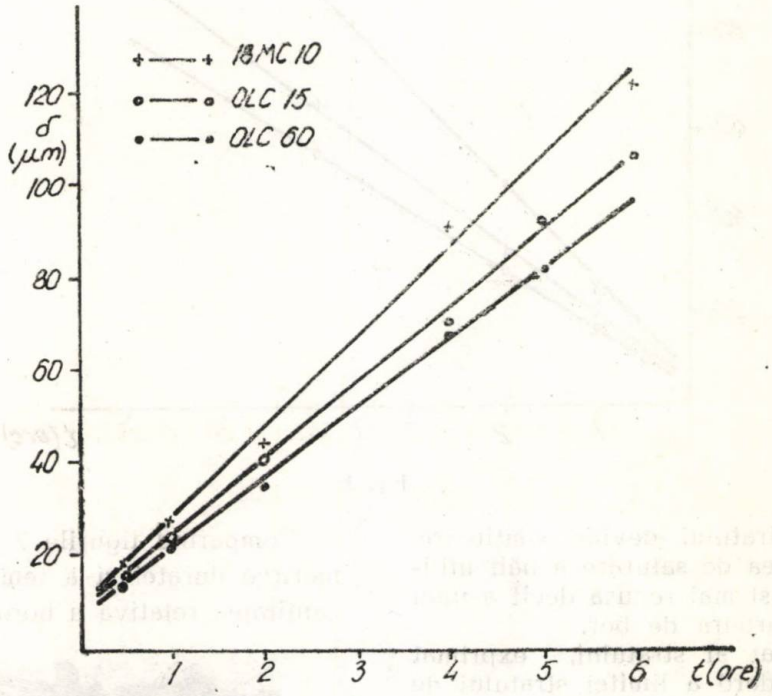


Fig. 1

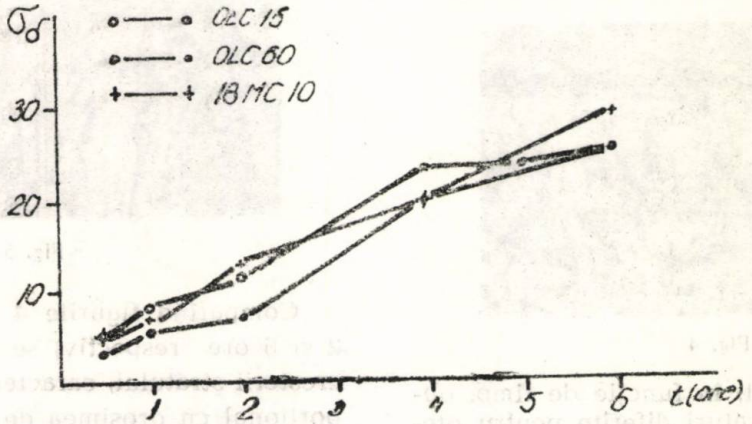


Fig. 2

Adîncimea de pătrundere la cele trei tipuri de oțeluri nu diferă esențial.

Creșterea stratului în funcție de timp poate fi considerată lineară, în limitele erorilor de măsurare, spre deosebire de o evoluție parabolică, descrisă în literatură [2, 7].

Această comportare se datorește caracterului dințat al stratului, care — la durate mari — mărește esențial suprafața prin care are loc difuzia. Influența caracterului dințat asupra formării stratului devine simțitoare, deoarece capacitatea de saturare a băii utilizate de autori a fost mai redusă decît a unei băi similare cu carbură de bor.

Caracterul dințat al stratului, exprimat prin abaterea standard a limitei stratului de combinație de la valoarea medie a grosimii de strat , se dă în figura 2.

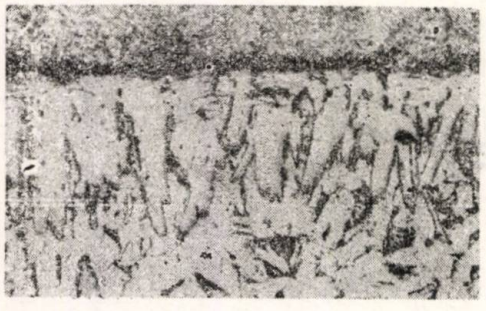


Fig. 4

Grosimea de strat, în funcție de timp, obținută la trei temperaturi diferite pentru oțelul OLC 60, se dă în figura 3.

Microstructurile reprezentative ale straturilor obținute se dau în figurile 4, 5, 6, 7, 8.

Se poate constata, că în toate cazurile, îndiferent de temperatura și durata tratamentului, se formează un stat de combinație monofazică Fe_2B de tip E [6], iar în cazul oțelului OLC 60 avînd conținut mai mare de carbon, apare faza de borocementită $Fe_3B_{0,2}C_{0,8}$ [2].

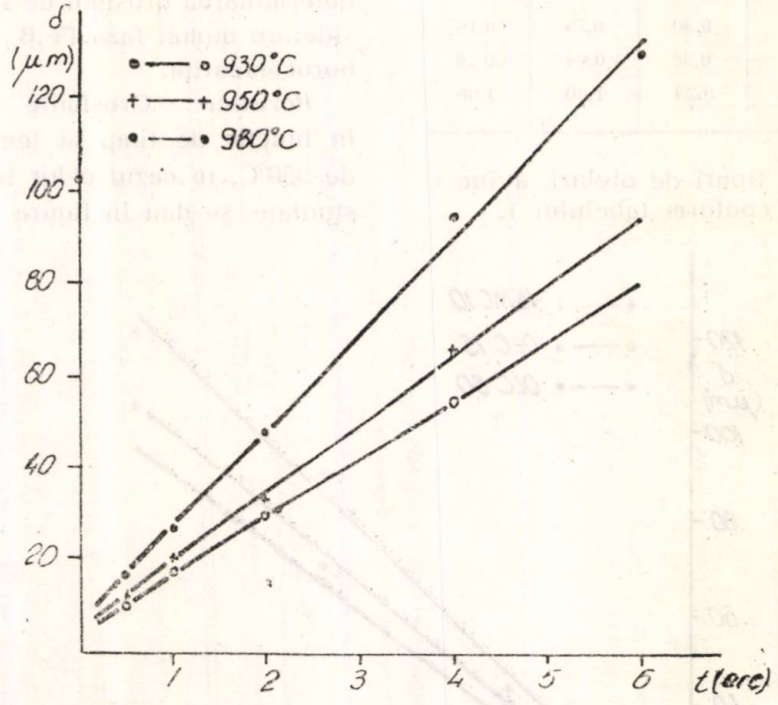


Fig. 3

Comparînd figurile 7 și 8, se observă că mărirea duratei și a temperaturii micșorează cantitatea relativă a borocementitei.

Fig. 5

Comparînd figurile 4 și 5 (OLC 15, 950°, 2 și 6 ore respectiv) se constată că în cazul creșterii stratului, caracterul dințat crește proporțional cu grosimea de strat (a se vedea și fig. 2.).

Microduritatea straturilor obținute la diferite oțeluri se dă în tabelul 2.

Tratament termic ulterior și curățirea pieselor

Se cunoaște din literatură [8] că tratamentul termic ulterior optim pentru piese borurate este un tratament complex format din normalizare, călire și revenire. Temperaturile de normalizare și călire se aleg corespunzător mărcii de oțel utilizate, iar temperatura de revenire optimă este de 200°C [8], temperatură care asigură fragilitatea minimă a stratului borurat.

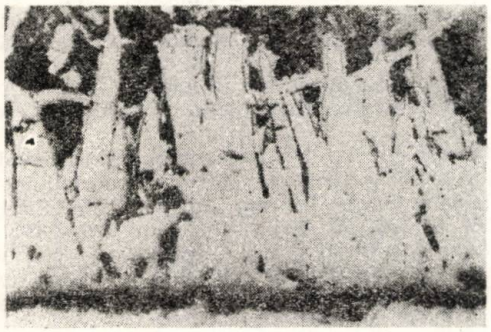


Fig. 6

Fig. 7

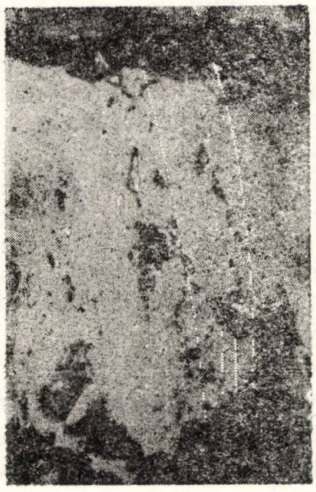


Fig. 8

Tabelul 2

Marcă	$\overline{MHV}$	s
OLC 15	1621	81
OLC 60	1571	92
18 MoC 10	1669	67

S-a observat că un ciclu similar de tratament poate fi realizat, în cazul pieselor borurate în baie de sare, concomitent cu curțirea pieselor, dacă după borurare piesele se introduc direct într-o baie de recoacere intermediară. Temperatura acestei băi se alege în domeniul de 600—680°C, pentru a asigura transformarea necesară înaintea normalizării și pentru eliminarea resturilor de sare din baia de borurare. Tratamentul de normalizare și călire se face din ce a de a treia baie, avînd o temperatură corespunzătoare oțelului tratat. După călire piesele au fost revenite în ulei.

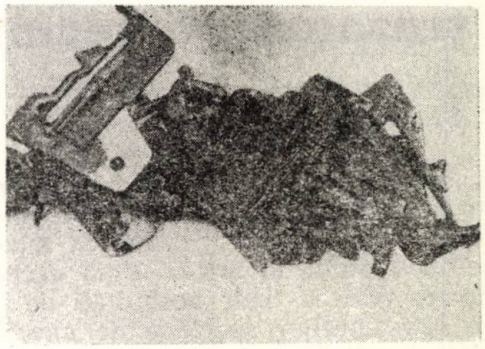


Fig. 9

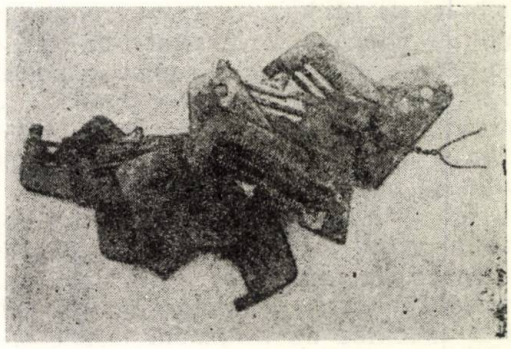


Fig. 10

Microsturctura miezului și aspectul stratului borurat după un asemenea tratament se dă în figura 7. Nu s-a constatat fisurarea sau exfolierea stratului borurat.

În figura 9 se prezintă un lot de piese, răcite în ulei după borurare, iar în figura 10 se prezintă piese tratate conform tehnologiei de mai sus, fără orice altă operație de spălare-curățire.

Concluzii

1. Straturile obținute într-o baie de borurare pe bază de borax și carbură de siliciu prezintă o structură monofazică Fe_2B de tip E [6].

2. Creșterea stratului are loc linear în funcție de timp în domeniul de temperatură și timp studiat.

3. Activitatea băii este mai mică decît cea a băilor pe bază de carbură de bor la temperatură identică, fapt ce asigură formarea straturilor monofazice de Fe_2B.

4. Prin efectuarea tratamentului termic ulterior complex în băi de săruri neutre se asigură proprietăți mecanice optime atît pentru miez cît și pentru stratul de boruri, concomitent cu curățirea perfectă a pieselor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Fichtl, W.:* Aus des Praxis des Oberflächenborierens, Härterei — Techn. Mitt. 33 1978) 1, p. 13—20.

[2] *Fichtl, W.:* Über neue Erkenntnisse auf dem Gebiet des Oberflächenborierens. Härterei — Techn. Mitt. 29 (1974) 2 p. 113—119.

[3] *Kunst, H.:* Contribuție la lucrarea lui Károssy András. Al III-lea Simpozion Internațional de Tratamente Termice, Budapesta, 1971.

[4] *Liahovici, L. S., Panici, G.G.:* Teplofizika v liteinom proizvodstve. „Nauka i tehnika", Minsk, 1967.

[5] *Farkas, Sz.:* Borurare în mediu lichid. A V-a Consfătuire de Tratamente Termice, Tg. Mureș, 1976.

[6] *Matuschka, A.:* Beitrag zur Schichtdickendefinition und — messung sowie Beuerteilung des Verzahnungsgrades am Beispiel von Eisenboriden. Metall, 30 april, 1976, 4, p. 336—338.

[7] *Chatterjee-Fischer, R.:* Borieren — ein Verfahren zum Erzeugen von Randschichten extrem hoher Härte. Maschinenmarkt, Würzburg, 83 (1977) 40, p. 769—771.

[8] *Liiental, W., Tacikowski, J.:* Brittleness of bord layers on hypoeutectoid steel. XVII. Conferință Internațională de Tratamente Termice. Barcelona, 9—12 mai 1978

CZ : 621.78

Utilizarea stratului fluidizat la tratamente termice

Ing. Leontin **DRUGĂ**, ing. Valer **PANTEA** — I.C.P.T.S.C. București
Ing. E. **DELLAGIACOMO** — I.C.P.E. București

În contextul actual în care criza energetică este tot mai pronunțată, cînd diversele forme de energie utilizate în tehnica încălzirii își modifică prețurile într-un ritm accelerat, se impune găsirea unor posbilități de reducere a consumurilor specifice de energie și materiale.

Unul dintre procedeele de intensificare a schimbului de căldură, în cazul tratamentelor termice este încălzirea în strat fluidizat, procedeu care — prin formarea unei suspensii de particule într-un fluid în ascensiune — realizează viteze de încălzire și răcire ridicate, precum și o mare uniformitate a temperaturii în zona de lucru.

În scopul asimilării acestei tehnici noi de lucru, în cadrul institutului nostru, s-au efectuat lucrări de cercetare care și-au propus nu numai realizarea utilajelor, dar și a tehnologiilor specifice de tratament termic și termochimic în strat fluidizat.

Experimentările au fost executate într-o instalație încălzită indirect, prin intermediul unor rezistori metalici dispuși în exteriorul retortei metalice care delimitează spațiul de lucru.

Placa de fluidizare este fixată la partea inferioară a retortei, astfel că ea este spălată în continuu de aer relativ rece.

Pentru stabilirea parametrilor tehnologici, pentru care schimbul de căldură este optim la o temperatură dată, au fost utilizate particule de nisip, conrindon și carborund, cu dimensiuni între 0,16 și 0,4 mm, care prin insuflare de aer cu diferite viteze au format stratul fluidizat.

Cu ajutorul unei sonde de formă sferică ($\varnothing = 50$ mm), în centrul căreia a fost fixat un termocuplu care este legat și la un înregistrator electronic, au fost trasate curbe de încălzire ale centrului sferei pentru diferite condiții de încălzire.

Pentru studiul fenomenului de schimb de căldură în strat fluidizat, s-a experimentat un medel matematic care permite determinarea mărimilor termice (viteză de încălzire, flux termic, coeficient global de schimb de căldură), model care în final contribuie la determinarea parametrilor tehnologici pentru care schimbul de căldură este optim.

În mod obișnuit, în problemele de schimb de căldură între un corp solid și un fluid în mișcare, se cunoaște coeficientul global de schimb de căldură, cu ajutorul căruia se pot calcula restul parametrilor.

Ecuația care descrie evoluția cîmpului termic pentru un corp de formă sferică este:

$$\frac{\partial\theta}{\tau\partial} = a\left(\frac{\partial^2\theta}{\partial r^2} + \frac{2}{r}\frac{\partial\theta}{\partial r}\right). \qquad (1)$$

Acestei ecuații i se asociază următoarele condiții inițiale și la limită:

$$\theta(r,0) = \theta_0. \qquad (2)$$

$$-\lambda\frac{\partial\theta}{\partial r}(e,\tau) = \alpha[\theta(R,\tau) - \theta_m]. \qquad (3)$$

Soluția analitică a ecuației (1) permite obținerea unor rezultate exacte pentru descrierea fenomenului studiat, dar s-a constatat că, pentru un caz foarte simplu (problemă unidimensională), ecuația a condus la calcule deosebit de complicate. În cazul abordării problemelor bi sau tridimensionale, dificultatea problemei sporește mult.

Pentru simplificarea rezolvării problemei fără a introduce erori de calcul mare se propune folosirea metodei diferențelor finite.

Această metodă conduce la înlocuirea ecuațiilor diferențiale, cu derivate parțiale și a condițiilor inițiale și la limită, cu un sistem de ecuații algebrice liniare, care se formează prin găsirea ecuațiilor pentru fiecare mod în parte.

O etapă importantă, în rezolvarea prin metoda diferențelor finite, este obținerea matricei sistemului de ecuații algebrice.

Pentru determinarea cîmpului de temperaturi în sferă, se folosește metoda implicită care este convergentă și stabilă, necondiționat.

În acest fel se obține un sistem de N ecuații cu N necunoscute care se rezolvă iterativ. Viteza de încălzire se calculează cu relația:

$$V = \frac{\theta_{n+1} - \theta_n}{\delta\tau}, \qquad (4)$$

iar fluxul termic,

$$q = \frac{\rho_{VC}}{A}\cdot\frac{\theta_n^s - \theta_{n-1}^s}{\delta\tau}, \qquad (5)$$

unde:

$n, n+1 \ldots$

$\delta\tau$ — pasul în timp; momentul de timp;

ρ — densitatea;

V — volumul;

C — căldura specifică.

Pentru a determina pe α se pornește de la relația (3)

$$\alpha = \frac{\lambda(\theta_n^s - \theta_n^{s-1})}{\delta_r(\theta_n^s - \theta_n)}. \qquad (6)$$

Cu relațiile stabilite, se poate trece la rezolvarea pe calculator, pornind de la curba trasată experimental. Pentru a obține o precizie suficient de mare, este necesară găsirea unei metode cît mai fidele de aproximativ a curbei experimentale.

Cele mai bune rezultate au fost obținute folosind aproximarea exponențială de tipul $\theta(\tau) = -b\sqrt{\tau} - c\sqrt[3]{\tau}$

În figura 1 se prezintă distribuția temperaturii, a vitezei și a coeficientului global de căldură în timpul încălzirii sferei în strat fluidizat cu nisip de 0,2 mm și o viteză a agentului de fluidizare de 0,25 m/s.

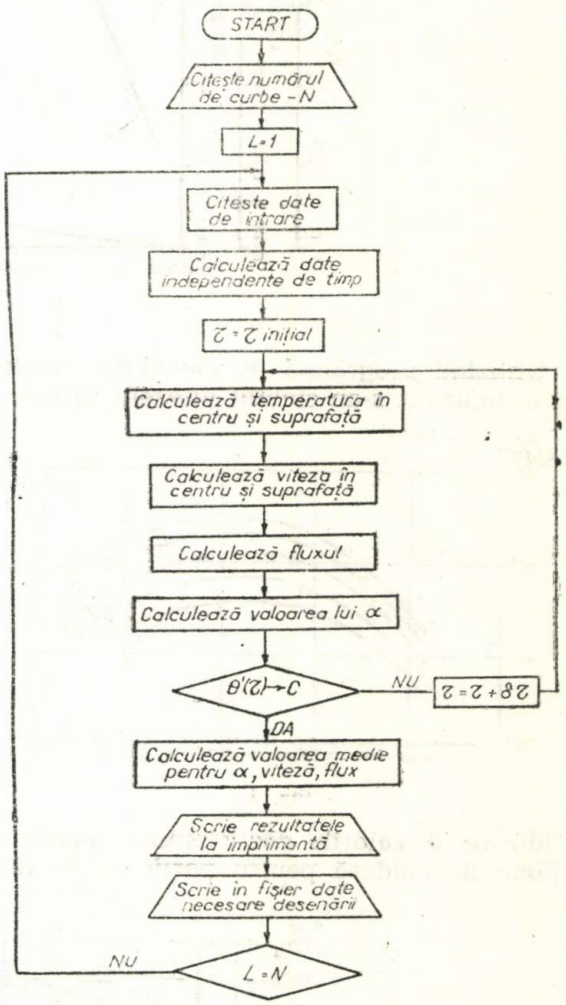


Fig. 1

Cu ajutorul modelului matematic prezentat (fig. 2), s-au stabilit mărimile termice caracteristice fiecărui parametru tehnologic în-

cercat și astfel a fost posibilă alegerea condițiilor de lucru optime pentru care se obține viteza de încălzire maximă.

la temperaturi între 200 și 600°C. Variația acestui coeficient în funcție de viteza de fluidizare este prezentată în figura 3.

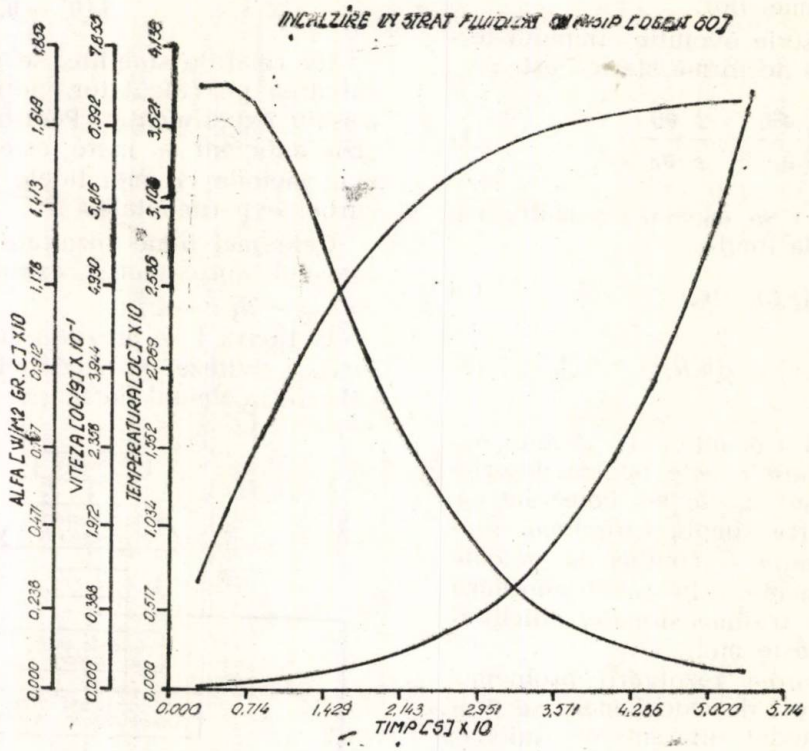


Fig. 2

Utilizînd programul pe calculator prezentat în figura 2, s-au stabilit vitezele optime de

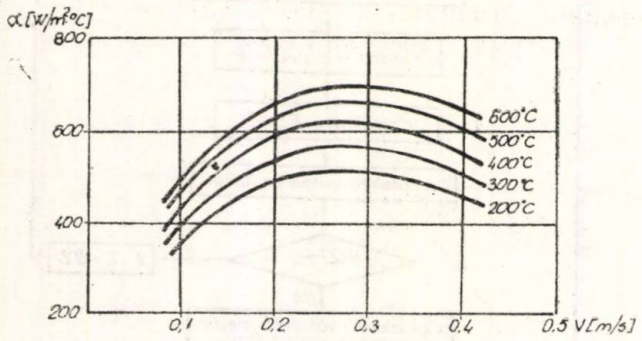


Fig. 3

fluidizare și valorile coeficientului plasat de schimb de căldură pentru particule de nisip

Pentru a scoate în evidență avantajul încălzirii în strat fluidizat, comparativ cu încălzirea în cuptor electric, au fost trasate curbe și în acest din urmă mediu, iar valorile mărimilor termice au scos în evidență faptul că în strat fluidizat se obțin viteze de încălzire de 2—4 ori mai ridicate (fig. 4).

Vitezele ridicate de încălzire în strat fluidizat au fost confirmate și de cercetările tehnologice, unde au fost efectuate reveniri, călire izoterme și în trepte, toate comparativ cu băile de săruri și cuptoarele electrice cu recirculație.

Din experiența acumulată în timpul experimentărilor și punerii la punct a instalațiilor de încălzire și răcire, se poate afirma că **în cazul atelierelor de tratamente cu un profil de piese diverse și în special în sculării,**

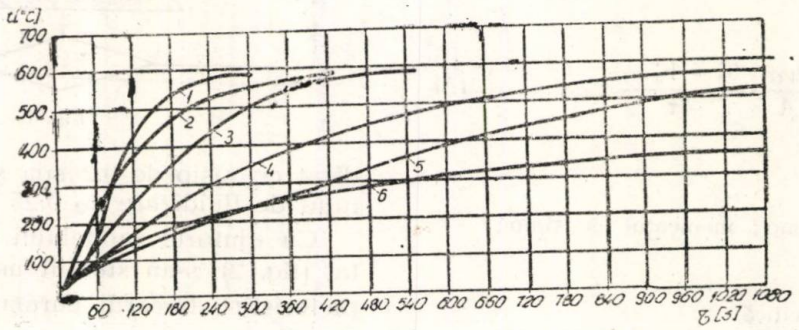


Fig. 4

este economică utilizarea de astfel de instalații, care pot înlocui cu succes băile de săruri, ceea ce duce la îmbunătățirea condițiilor de lucru, evitarea unor operații suplimentare de preîncălzire și spălare comparativ cu băile de săruri. Aceste instalații prezintă și o mare mobilitate termică permițînd cu ușurință realizarea temperaturilor în timp foarte scurt.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Baskokov, A.V.:* Încălzirea rapidă fără oxidare și tratamentul termic în strat fluidizat. Ed. Metalurgia, Moscova, 1968.

[2] *Esayon* — Fluidizarea. Ed. Tehnică, București, 1962.

[3] *Floarea, O.:* Procedee intensive în operațiile de transfer. Ed. Tehnică, București, 1975.

[4] *Wosov, W.:* Metoda diferențelor finite pentru ecuații diferențiale. Ed. Wiley, New-York, 1966.

[5] *Drugă, L., Pantea, V.:* Optimizarea proceselor de încălzire în vederea tratamentelor termice la temperaturi joase. In „Metalurgia", nr. 4, 1978.

[6] *Drugă, L., Wanyorek, C.:* Unele observații asupra schimbului de căldură în strat fluidizat. In „Construcția de mașini", nr. 2, 1978.

CZ : 621.78

Cercetări în vederea realizării unor medii de călire sintetice

Ing. D. **IONESCU**, ing. C. **TRĂISTARU**, ing. Raluca **CHIRIACESCU**, ing. Rodica **MOCANU** — I.C.P.T.S.C. București

Ing. Lucia **ROȘU** — Întreprinderea de strunguri Arad

În ultimi 10...15 ani au existat preocupări în multe țări pentru completarea golurilor care mai există în domeniul vitezelor de răcire ale mediilor de călire, urmărindu-se obținerea unor soluții corespunzătoare anumitor scopuri tehnologice și care să fie ușor de realizat și de exploatat [1].

O soluție rațională a fost cea îmbrățișată de mai multe firme și un număr mare de cercetători, de a se obține medii de călire folosind apa ca materie primă, căreia i se modifică proprietățile de răcire prin adaosuri corespunzătoare [2].

În țara noastră problema realizării unor medii sintetice a fost urmărită cu mulți ani în urmă, dar recent a devenit foarte importantă datorită necesității înlocuirii uleiului de tratament termic ca material deficitar și care poate fi utilizat în alte scopuri. În afară de acest aspect, folosirea uleiului a ridicat totdeauna probleme de dotare cu mijloace de protecție contra incendiilor, cu instalații de spălare și de ventilație. De asemenea, nu este de neglijat faptul că la călirea în ulei se realizează, practic (în aceleași condiții de temperatură și agitare), aceeași viteză de răcire. În această situație, anumite mărci de oțeluri nu realizează proprietățile tehnologice optime, iar unele repere executate din oțeluri bogat aliate necesită un consum inutil de manoperă și material pentru preluarea unor deformații, care ar fi mai mică în cazul folosirii unui mediu cu viteza de răcire mai mică decît a uleiului.

Cercetările inițiate de autori au urmărit obținerea unui mediu înlocuitor al uleiului de tratament termic, sub formă de soluție apoasă, ieftin, ușor de realizat și exploatat în condițiile din țara noastră.

Acest lucru este practic realizabil prin două metode mai uzuale. O metodă se bazează pe dizolvarea unei substanțe cu solubilitate inversă, care, la temperatura de lucru, este lichidă și perfect miscibilă în apă, iar la contractul cu piesa caldă se separă sub forma unei pelicule solide, la suprafața acesteia. Pelicula, astfel depusă pe piesă, micșorează transmiterea fluxului de căldură către lichid, deci încetinește viteza de răcire, iar sub o anumită temperatură, se redizolvă în apă. Pentru acest tip de soluții se folosesc polimeri, au un preț de cost ridicat, iar unii dintre ei care provin uneori din industria petrolieră, nu se produc în țara noastră.

Cea de a doua metodă se bazează pe mărirea vîscozității apei prin aditivare cu anumite substanțe, de obicei organice, astfel că fazele caracteristice ale răcirii unei piese în apă să fie modificate în sensul dorit. În principiu, prin această metodă se mărește durata fazelor de fierbere peliculară și de fierbere cu bule, iar schimbul de căldură prin convecție în cea de a treia fază este îngreunat.

Noi am ales cea de a doua metodă, atît din motivul că se pot folosi substanțe ieftine și ușor de procurat din țară, cît și pentru avantajul pe care îl oferă acest tip de soluții prin posibilitatea practică de a realiza o gamă

foarte largă de viteze de răcire. După încercarea unui număr mare de rețete, ne-am stabilit la o soluție apoasă de bază cu caracter organic coloidal, care, prin creșterea procentajului, prin aditivarea cu una sau mai multe substanțe și prin delimitarea unor temperaturi de utilizare, realizează viteza de răcire cea mai rațională pentru un anumit tip de oțel.

La o asemenea soluție, prin creșterea concentrației substanței organice de bază, scade viteza de răcire, soluția putînd fi folosită ca atare pentru o gamă largă de oțeluri și configurații de repere. Totuși, numai în acest mod, este practic mai greu de a se obține o

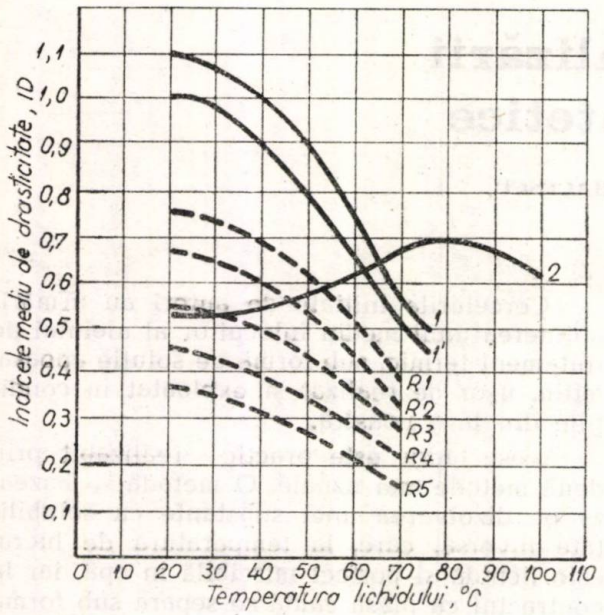


Fig. 1

curbă de răcire cît mai apropiată de cea optimă pentru un anumit caz. În situația că această soluție se corectează prin adăugarea uneia sau mai multor substanțe, curba de răcire își modifică alura un unel edin intervalele caracteristice ale călirii, putînd fi adaptată mai bine diagramei T—T—T (timp-temperatură-transformare) a unui anumit oțel.

Trebuie subliniat că și temperatura mediului de călire este un factor important, care influențează viteza de răcire [3]. Așa cum au arătat cercetările proprii și cele din literatura de specialitate, viteza de răcire a apei și soluțiilor apoase, scade continuu cu creșterea temperaturii lichidului. Spre deosebire de acestea, la ulei, viteza de răcire crește pînă la o anumită valoare a temperaturii sale, după care începe să scadă. Acest aspect se remarcă în figura 1. După cum se poate vedea din această diagramă, în condiții precis determinate de compoziție sau temperatură, soluțiile apoase, sau chiar apa, pot înlocui uleiul de tratament termic.

Spre exemplu, pentru a se obține un indice mediu de drasticitate similar cu cel al uleiului (la temperatura de 35°C) s-ar putea folosi următoarele posibilități:

— soluție R 3, la temperaturi de 30 . . . . . 35°C
— soluție R 2, la temperaturi de 45 . . . . . 50°C ;
— soluție R 1, la temperaturi de 55 . . . . . 60°C ;
— apa distilată, la temperaturi de 65 . . . . 70°C ;
— apă obișnuită, la temperaturi de 70 . . . . 75°C ;

Deoarece am amintit de indicele de drasticitate al lichidelor de răcire, considerăm că este necesar a se face cîteva precizări. Soluțiile cercetate au fost comparate cu uleiul TT-25, apa, soluții de UCON-A (Tenaxol) folosind acest criteriu, stabilit pe baza vitezelor de răcire realizate în intervalele de temperaturi 800 . . 600°C, 600 . . . . 300°C și 300 . . . 50°C. Ca etalon s-a luat indicele de drasticitate al apei distilate la temperatura de 20°C, deci viteza medie de răcire a acesteia a devenit egală cu unitatea, în fiecare din cele trei intervale caracteristice menționate mai înainte.

Tabelul 1

Mediul de răcire	Temp. °C	800 . . . 600°C		600 . . . 300°C		300 . . . 50°C	
		°C/sec.	I. D.	°C/sec.	I. D.	°C/sec.	I. D.
Apa	20	90	1,12	58	1,16	10,0	1,11
Apa dist.	20	80	1,00	55	1,00	9,0	1,00
Ulei TT-25	35	48	0,60	30	0,55	4,9	0,45
UCON-A 20%	35	50	0,63	36	0,65	5,5	0,61
UCON-A 27%	35	37	0,46	32	0,58	4,5	0,50
R—1	35	60	0,75	42	0,76	6,5	0,72
R—2	35	48	0,60	37	0,67	5,8	0,64
R—3	35	40	0,50	30	0,54	5,2	0,58
R—4	35	32	0,40	25	0,45	4,5	0,50
R—5	35	25	0,31	20	0,36	4,0	0,45

În aceleași intervale de temperaturi, raportul între valoarea vitezei medii de răcire a fluidului analizat și cea a apei distilate, devine indicele de drasticitate. În acest fel, uleiul, soluțiile UCON—A, cele de tip R sau similare, vor avea valori subunitare, cu atît mai mici cu cît viteza de răcire este mai mică. Făcînd aprecierea în același mod, apa obișnuită și soluțiile apoase de săruri minerale au indicele de drasticitate supraunitar. Apreciem că folosirea acestui indice ușurează compararea mediilor de răcire între ele și favorizează o apreciere mai corectă.

In tabelul 1 se arată valorile vitezelor medii de răcire și ale indicilor de drasticitate, valori stabilite prin încercări proprii, pentru apă distilată, ulei TT-25, soluții UCON-A și soluții tip R, rezultate din cercetări. Valorile menționate în acest tabel au fost stabilite folosind o epruvetă de oțel inoxidabil ∅ 25 x 40 mm, în centrul căreia se află sudura caldă a unui termocuplu cromel-alumel, cuplat la un milivoltmetru înregistrator. Epruvetele au fost supuse unei răciri cu agitare puternică, cu ajutorul unei elici și cu barbotare cu aer (în mod similar cu condițiile întîlnite în practica uzinelor).

În figurile 2, 3, 4, 5, 6 și 7 se redau curbele vitezelor de răcire pentru apă, ulei TT-25,

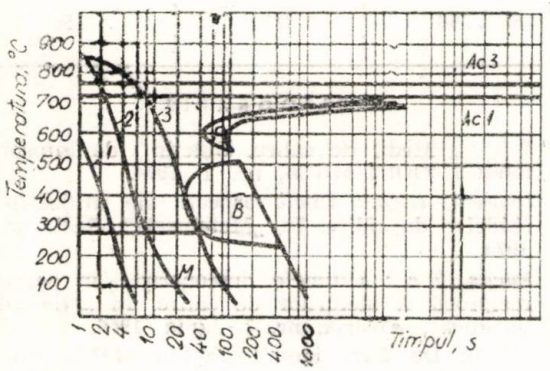


Fig. 2

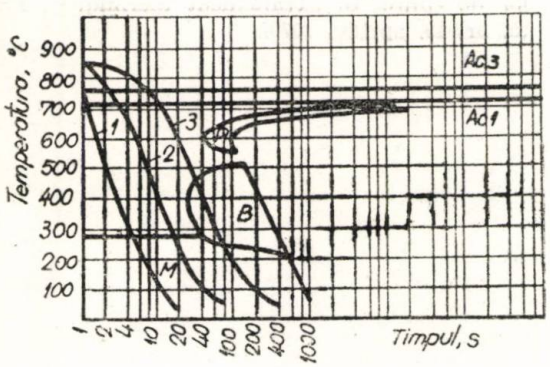


Fig. 3

soluții UCON-A și soluții R, utilizînd epruvete ∅ 5 mm, ∅ 25 mm și ∅ 50 mm. Aceste curbe au fost suprapuse peste curbele de transformare ale unui oțel de tip 50 Cr V4, exemplificînd astfel practic una din metodele

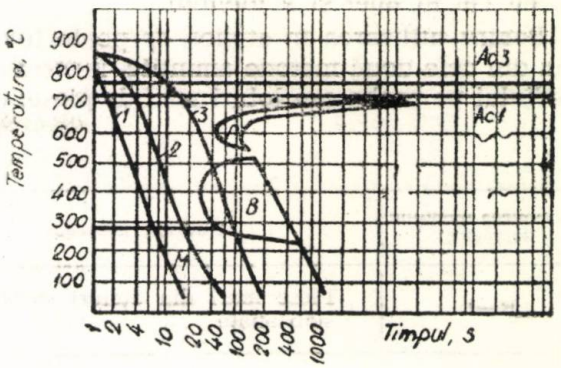


Fig. 4

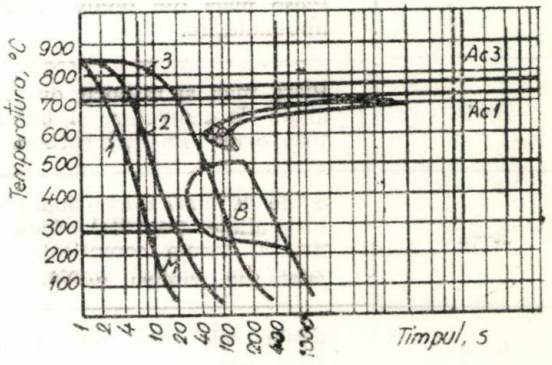


Fig. 5

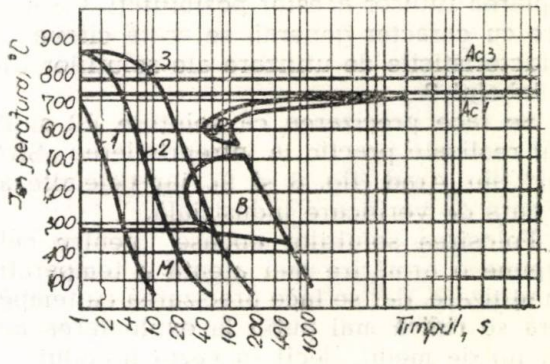


Fig. 6

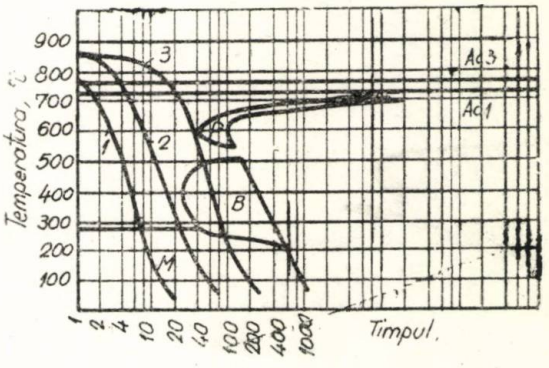


Fig. 7

posibile de alegere a unui mediu de călire, în funcție de oțelul utilizat [4]. O altă metodă este cea care compară indicii de drasticitate realizați în intervalele caracteristice ale călirii, cu cei ai apei și a uleiului.

Pentru utilizarea în atelier, se poate folosi una din cele două metode amintite, încercarea mediului pe probe sau loturi mici de piese, ori cuplarea tuturor acestor posibilități. Ca orientare cu caracter general, se arată cîteva din caracteristicile de utilizare ale soluțiilor tip R în tabelul 2.

Se face precizarea că soluțiile R2 și R 3 sînt realizate practic la întreprinderea „Strungul" din Arad (fig. 8 și 9), iar celelalte sînt în curs de verificare industrială.

Folosirea soluțiilor apoase pentru călire impune o urmărire mai atentă a temperaturii de utilizare, dar se face precizarea că temperatura se ridică mai puțin la exploatarea acestui tip de medii, decît în cazul uleiului.

De asemenea, se impune un control periodic al compoziției băilor și menținerea acesteia în limitele stabilite inițial. Controlul soluțiilor se poate face prin analize fizico-chimice sau prin compararea acestora cu soluții etalon prin intermediul vîscozității, al indicelui de refracție sau al vitezei de răcire.

Tabelul 2

Denumirea mediului de răcire	Utilizare generală	Temp. de folosire °C	PH	Preț cost lei/l
R—1	Piese mari din oțeluri carbon și slab aliate	25 . . . 40	8,5	0,30
R—2	Piese mici și mijlocii din oțeluri carbon și slab aliate. Piese mari din oțeluri aliate de îmbunătățire.	25 . . . 40	8,5	0,40
R—3	Piese mici și mijlocii din oțeluri aliate de cementare și îmbunătățire. Scule din oțel carbon.	30 . . . 50	8,5	0,55
R—4	Scule de mari dimensiuni din oțeluri aliate (matrițe). Piese subțiri cu forme complicate, realizate din oțeluri aliate.	30 . . . 55	8,5	0,65
R—5	Scule mici din oțeluri aliate. Oțel rapid.	35 . . . 60	8,5	0,80

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: Medii de călire. Buletin de informare tehnică, ODPT-MICM, nr. 1, 1974.

[2] *Ionescu, D.ș.a.*: Unele aspecte ale utilizării lichidelor de călire. In „Metalurgia", RSR, nr. 3, 1973.

[3] *Fuchs, T.A.*: Ultimele descoperiri în acțiunea reciprocă a uleiurilor de călire. In „Mineralöltechnick", Austria, nr. 7, iunie, 1966.

[4] * * *: De ferri metallographia M.P.I., vol. II Verlag Stahleisen m.b.H., Düsseldorf, 1966.

[5] *Borgnon, J.*: Contribuție la cunoașterea fluidelor de călire. In „Traitement thermique", Franța, nr. 49, aprilie, 1970.

CZ : 621.785.53

Procese fizice și fizico-chimice care au loc la nitrurarea ionică în plasme ce conțin azot și hidrogen

Prof. dr. ing. Titi **DULĂMIȚĂ**, dr. ing. Emil **FLORIAN**, dr. ing. Mihai **COJOCARU**, dr. ing. Tudor **VASILE** — Institutul Politehnic — București

Procesul de nitrurare în cîmp electrostatic, care creează premisele descărcărilor luminiscente anormale în atmosfere rarefiate ce conțin azot, a căpătat o mare dezvoltare în ultimii ani. Această dezvoltare este justificată de avantajele pe care le prezintă nitrurarea în plasmă față de nitrurarea în gaz, avantaje legate în special de posibilitatea reglării compoziției fizice a stratului nitrurat cu ajutorul parametrilor chimici (compoziția chimică și presiunea gazului) și electrici (tensiune, curent) ai descărcării, de accelerarea procesului pentru adîncimi de strat ce nu depășesc 0,5 mm, de reducerea porozității stratului nitrurat (ceea ce conferă produselor durificate caracteristici mecanice superioare), de reducerea consumurilor de energie electrică și gaz activ etc.

Deși procesele de descărcare în gaze rarefiate, ca, de altfel, și efectele durificatoare pentru catozi pe bază de fier ale acestor descărcări în gaze ce conțin azot, sînt cunoscute de multă vreme, deși în prezent funcționează multe instalații de nitrurare ionică (dintre care unele chiar cu rezultate foarte bune), mecanismul nitrurării ionice cu descărcări în gaze nu este deplin elucidat, existînd opinii diferite în privința fenomenelor fizice implicate în acest proces, al ponderii acestora, al influenței diverșilor factori asupra intensității lor.

În procesul de nitrurare ionică intervin anumite caracteristici ale descărcării și o serie de parametri ai plasmei printre care: energia și distribuția energetică a particulelor grele (ioni pozitivi și atomi neutri) care bombardează catodul, emisia electronică secundară a catodului, distribuția densității de curent, fenomene de pulverizare catodică, dimensiunile spațiului întunecos catodic, compoziția chimică-ionică a plasmei. Fenomenele care au loc la interfața plasmă-solid (adsorbția) și în solid, în imediata vecinătate a suprafeței bombardate (difuzia), interdependența acestora de parametrii plasmei și ai descărcării, de geometria produsului supus prelucrării, faptul că încălzirea pînă la temperatura de nitrurare și menținerea constantă a temperaturii perioade îndelungate nu se face din exterior, ci prin bombardamentul la care este supus catodul de către particule accelerate în zona de descărcare, completează tabloul complex și complicat al nitrurării în plasmă, optimizarea parametrilor acestui proces, din această cauză, fiind o problemă extrem de dificilă.

Regiunile catodice ale desecărcării sînt constituite din două zone cu proprietăți distincte: un strat de sarcină spațială pozitivă, formată, în cazul utilizării amestecurilor N_2—H_2, în principal, din ioni de NH^+, NH_2^+, NH_3^+, NH_4^+, NH_5^+, $N_2H_2^+$, circa 10% și H_2^+ circa 90% [1], cu grosimi de ordinul milimetrului, strat adiacent catodului, numit și spațiul întunecos catodic (în care se regăsește cea mai mare parte din diferența de potențial aplicată electrozilor) și o zonă ocupată de plasmă ce formează regiunea luminii negative.

Catodul emite electroni cu energii de cîțiva eV, în urma bombardamentului cu ioni pozitivi, atomi metastabili, atomi neutri rapizi și fotoni, rolul cel mai important în emisia electronică secundară a catodului revenind inilor pozitivi, care provin din regiunea luminii negative. Electronii catodici sînt accelerați puternic în spațiul întunecos catodic, căpătînd energii suficiente pentru a produce ionizarea și excitarea gazului în lumina negativă, printr-un proces de avalanșă (o reacție în lanț). În urma ciocnirilor inelastice ale electronilor cu atomii neutri, în lumina negativă, pe lîngă fascicolul de electroni catodici apar și alte grupuri de electroni de energie mai mică. Totodată, datorită ciocnirilor, electronii primari catodici își pierd treptat caracterul de fascicul monoenergetic în mișcarea lor prin lumina negativă, viteza lor căpătînd componente și după alte direcții. Pe de altă parte, ionii din plasma luminii negative ce ajung la limita ei dinspre stratul catodic, în urma mișcării datorate difuziei sau mobilității, sînt accelerați în spațiul întunecos catodic, bombardînd catodul și provocînd emisia electronică secundară a acestuia. La acest proces contribuie și fotonii aparținînd radiației emise de

plasma luminii negative, atomii metastabili care provin tot din această regiune, precum și atomii neutri rapizi formați în spațiul întunecos catodic prin schimb de sarcină.

În acest fel se stabilește un regim staționar, pentru care fiecare electron care pleacă de la catod produce un alt electron, printr-un ansamblu de procese care cuprinde ionizarea și excitarea gazului cu formarea luminii negative, bombardamentul catodului de către diverse tipuri de particule și emisia ionică secundară a catodului. La catod, pe lîngă emisia electronică secundară, provocată de bombardamentul acestuia de către particule din descărcare, apar și alte procese elementare, cum ar fi emisia exoelectronică, ionizarea superficială, emisia termoionică, pulverizarea catodică. Un rol important în cadrul nitrurării ionice îl are procesul de pulverizare catodică. Datorită bombardamentului ionic și al atomilor neutri rapizi se produc dislocări de atomi sau grupe de atomi din catod care trec în plasmă.

O parte din energia cinetică a particulelor accelerate care lovesc catodul se transmite acestuia sub formă de căldură, asigurînd și încălzirea la temperatura necesară desfășurării proceselor de difuzie în stare solidă.

Există în prezent două mecanisme acceptate ca posibile de desfășurare a nitrurării ionice.

Unul dintre acestea presupune că ionii și atomii neutri rapizi conținînd azot penetrează zona superficială a catodului, pe distanțe de cîteva straturi atomice, asigurînd astfel adsorbția azotului, care difuzează în continuare spre interior conducînd la formarea stratului nitrurat [2, 3].

Al doilea mecanism consideră că particulele din fier, pulverizate, foarte reactive, se combină cu azotul și retrodifuzează pe catod sub formă de nitrură de fier. Fierul este reintrodus în rețea, iar azotul — prin difuzie reactivă — difuzează în piesă formînd combinații $Fe_{2-3}N$, Fe_4N, α [4].

Intensitatea procesului de nitrurare ionică depinde de viteza de desfășurare a acestor două procese convergente, care sînt condiționate de tipul ionilor ce iau naștere pe de o parte, iar pe de altă parte, de energiile asociate lor (de gradul de stabilitate a lor în plasmă).

În plasma descărcărilor electrice anormale sînt favorizate atît reacțiile de disociere a moleculelor componentelor gazoase ale atmosferei, cît și ionizarea acestora, fapt perfect explicabil prin energiile foarte ridicate ale electronilor (100 eV). În acest context, formarea complexului ionic de tip NH^+, NH^+_2, NH^+_3, etc. apare posibilă prin două mecanisme, ce se desfășoară concomitent:

1) pornind de la starea de ionizare prin formarea complecsilor ionici, care apar prin cedare de protoni, se pot forma serii de alți compuși ionici:

$$N^{-3} + 4H^+ \longrightarrow NH_4^+$$

$$NH_4^+ \xrightarrow{-H} NH_3^+$$

$$NH_3^+ \xrightarrow{-H} NH_2^+$$

$$NH_2^+ \xrightarrow{-H} NH^+$$

$$N^- + 2H^+ \longrightarrow NH_2^+$$

$$N \longrightarrow N^- \ (0{,}69 \text{ eV})$$

$$N \longrightarrow N^{3-} \ (23{,}7 \text{ eV})$$

$$H \longrightarrow H^+ \ (13{,}6 \text{ eV})$$

În cazul în care ionii NH_3^+, NH_2^+, NH^+ pierde protonii, se obțin complecsi atomici care se pot ioniza după mecanismul al doilea:

$$NH_4^+ \xrightarrow{-H^+} NH_3$$

$$NH_3 \rightarrow NH_3^+ + e(10{,}34 \text{ eV})$$

2) pornind de la atomii rezultați prin disocierea moleculelor de azot și hidrogen:

$$N_2 \rightarrow 2N \ (9{,}76 \text{ eV})$$

$$H_2 \rightarrow 2H \ (4{,}48 \text{ eV})$$

Ca urmare a formării complecsilor atomici de tip NH_x (proces care se accelerează o dată cu creșterea presiunii de la 1 la 5 torr și a intensității curentului de descărcare de la 1 la 10 mA [5, 6] prezentînd o variație liniară pentru zona de accelerare catodică), găsind condiții energetice favorabile, aceștia vor ioniza:

$$N + N \rightarrow NH + 3{,}36 \text{ eV}$$

$$NH \rightarrow NH^+ + e$$

$$NH + H \rightarrow NH_2 + 3{,}64 \text{ eV}$$

$$NH_2 \rightarrow NH_2^+ + e$$

$$NH_2 + H \rightarrow NH_3 + 4{,}2 \text{ e}$$

$$NH_3 \rightarrow NH_3^+ + \text{e } 10{,}34 \text{ eV}$$

NH_2^+, NH_3^+... se descompun după mecanismul 1°

De remarcat, faptul că analiza tipurilor de ioni și a proporției lor, efectuată în zona de accelerare catodică (pentru o compoziție a

atmosferei de 20% N_2+80% H_2), [1] a indicat o proporție de ~13%[$NH^+ + NH_2^+ + NH_3^+$ ...] a acestora, cifra foarte apropiată de randamentul de obținere a amoniacului, la o singură trecere a gazelor peste catalizator. Aceasta conduce la concluzia că reacțiile care au loc în incintă sînt similare reacției de sinteză a amoniacului, adică sînt reversibile și de echilibru (subordonate de principiul lui Le Chatelier). În acest context introducerea unui gaz inert alături de azot și hidrogen (20% N_2+37% H_2 + 43% Ar) conduce la scăderea presiunilor parțiale a gazelor și, conform principiului lui Le Chatelier, la creșterea disocierii acestora:

$$N_2 \rightarrow 2N$$

$$H_2 \rightarrow 2H$$

Crescînd numărul de atomi de azot și hidrogen, va crește numărul de ioni la ~19% [1], deci procesul de formare a stratului se va accelera. Pe de altă parte, reacțiile de recombinare sînt mai puțin posibile, datorită faptului că ciocnirile pot implica molecule inerte.

Particulele care nu vor suferi recombinări în spațiul interelectrodic, vor fi accelerate în zona de accelerare catodică, datorită diferenței de potențial interelectrodic (accelerarea globală a ionilor în plasmă este neglijabilă pe lîngă accelerarea pe care o suportă aceștia în zona de cădere maximă catodică) atingînd valori ale energiei cinetice de ~0,7 x 10^3 eV (pentru o diferență de potențial aplicată acestor electrozi de ΔU=700 V).

Din aceasta, rezultă că, la presiuni ale procesului de nitrurare de 1 torr, energia asociată particulelor accelerate în zona de cădere catodică (pentru un număr de particule u=3,67·10^{22} part/m^3), capabilă de a fi cedată este de 2,90·10^{14} cal/sec. Calculele efectuate au condus la concluzia, că energia care trebuie transmisă suprafeței, pentru a menține, constantă, temperatura încărcăturii, este infimă în raport cu energia totală a ionilor (~ 10^9 ori mai mare).

Apare întrebarea cum se consumă energia asociată acestor ioni, accelerați în plasma descărcării. Singurele direcții probabile, în care trebuie să fie urmărit acest consum, ar fi:

a. menținerea constantă a temperaturii suprafeței metalului (o parte infimă din energia asociate);
b. procesul de pulverizare catodică;
c. procesul de formare a nitrurilor în plasmă (de fier sau alte elemente care sînt pulverizate în plasmă) și de transfer al acestora pînă pe suprafața catodului (ΔH_{FeN} = 15,63 eV), care este cu atît mai intens cu cît rata de ionizare este mai mare.

Procesele b și c sînt predominate din momentul în care temperatura produsului a atins valoarea impusă în proces.

În cazul azotului pur, moleculele se caracterizează printr-o foarte mare stabilitate și reactivitate chimică scăzută, pe cînd combinațiile azotului cu hidrogenul sînt foarte reactive (favorizează procesul de formare a nitrurilor).

Fiind vorba de procese care se desfășoară în anumite condiții energetice (o anumită densitate a plasmei, anumite valori ale energiei electronilor și ionilor etc.), intensitatea lor este variabilă, fiind dependentă de procesele care conduc la formarea ionilor de tip NH_4^+. Aceste procese necesitînd o anumită perioadă de activare, vor avea loc, mai puțin intens, în zona în care gazul este admis în incinta în care se produce procesul de nitrurare. Consecința acestui fenomen este o scădere a proceselor care conduc la formarea stratului nitrurat. În mod practic, s-au observat diferențe mari în ceea ce privește grosimea stratului nitrurat realizat pe piese așezate la diferite înălțimi în incinta în care are loc nitrurarea ionică (admisia gazului se produce pe la partea superioară a incintei, iar evacuarea pe jos). Înlăturarea acestui inconvenient poate fi realizată prin schimbarea direcției de deplasare a gazului, în incinta în care are loc procesul de nitrurare [7].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Marteri, H.:* „J. Appl. Phys". 1973, 44, nr. 4, p. 1489—1499.

[2] *Tibbets, G.:* „J. Appl. Phys", 1974, 45, p. 5072—5079.

[3] *Lebrun, J.P., Michel, H., Gantois, M.:* „Les memores scientifiques de la revue de metallurgie, 1972, 9, nr. 10, p. 727—749.

[4] *Edenhofer, B.:* „Hart. Tech. Mitt", 1974, 29, pa 105.

[5] *Zimina, I.D., Maximov, A.I. Svettov, V.I.:* „Scorosti dissoțiatii ammiaca v tleiușem i vîscocociastotnom razrede". Izvestia vuzov. Himia i himicescaia tehnologhia, 1974, vol. 17, nr. 11. pag. 1644—1646.

[6] *Zimina I.D., Maximov A.I., Sveștov V.I.:* „Metodica izmerenia scorosti dissoțiații ammiaca v tleiușem i vîsocociastotnom razreadah". Izvestia vuzov. Himia i himicescaia tehnologhia, 1974, vol. 17 nr. 9, pag. 1323 — 1326.

[7] *Arzamasov, B.N. ș.a.:* Sposob țementații stalinih detalei v țiraleationnom gazovom potoche pod davleniem. Avt. cv. SSSR S. 23.S 11/12 nr. 568681. Cerere 28.04.76. nr. 2356603, înregistrată 15.09.77.

CZ : 669.018:669.18

Procese de ordonare și mișcări colective în aliaje Fe-Si

Ing. I. **POȘIRCĂ**, ing. C. **POPESCU** — ICEM București
Prof. dr. doc. șt. Dorel **BALLY** — C.S.E.N Turnu Măgurele

Recent, problema dependenței de concentrație a constantelor elastice pentru aliajele Fe—Si, în domeniul de concentrații 0—25% procente atomice, a fost reluată [1], înlocuindu-se potențialele centrale de interacțiune între perechile de atomi utilizate anterior [2], cu potențiale necentrale [3]. Calculele efectuate conduc la o descriere satisfăcătoare a anomaliei dependenței studiate, observată, de astfel, experimental, pentru valori ale concentrației apropiate de 11%, conține o presupunere semnificativă din punct de vedere stuctural : se consideră astfel că, la concentrații mari (peste 11%), aliajele prezintă ordonare la distanță, iar la concentrații mici, (sub 11%) ele sînt complet dezordonate, chiar și ordonarea în apropiere fiind presupusă nulă. În aceste condiții, modificarea calitativă a constantelor elastice, la trecerea din domeniul concentrațiilor „joase" în cel al concentrațiilor „înalte", este atribuită suprapunerii a două efecte specifice acestui din urmă domeniu de concentrații : cel datorat procesului de ordonare și cel rezultat din modificarea structurii electronice.

Utilizarea metodelor spectrometriei Mössbauer, pentru studiul aliajelor diluate Fe—Si (cu conținut în Si ce nu depășește cîteva procente atomice), a condus la evidențierea [4] a două efecte : inducerea de către atomul de siliciu, în vecinătatea lui, a unei perturbații a distribuției densității de sarcină caracteristice matricei fierului și existența unei corelații spațiale între atomii de siliciu. În ceea ce privește primul efect, este semnificativ rezultatul obținut în studiul relațiilor de dispersie pentru undele de spin, efectuat pe Fe și Fe—Si cu conținut în Si de 4%, folosind metodele spectometriei de neutroni : coeficientul de rigiditate al undelor de spin are o valoare mai mare în cazul fierului decît în cel al aliajului [5].

Din datele prezentate, care au fost obținute pe materiale ce nu au mai păstrat practic memoria tratamentului termo-mecanice la care au fost supuse pe parcursul procesului de elaborare, rezultă că, în cazul aliajelor Fe—Si cu conținut relativ mic de Si, problema proceselor de ordonare și aceea a evoluției constantelor elastice cu concentrația necesită în continuare a fi analizată. Cu atît mai mult, problemele menționate pot fi abordate în cazul materialelor tehnice utile cu concentrația în Si în domeniul amintit.

Materialele ce fac obiectul prezentei lucrări sînt aliaje Fe-Si cu conținut relativ mic în Si : 2—4% procente atomice. Ele au fost supuse unui tratament termic de recristalizare în atmosferă de hidrogen la 900°, 1100°, 1180° și 1210° C și au suferit grade de reducere între 2% și 85%. Atît prin domeniul de concentrații, cît și prin tratamentele termomecanice la care au fost supuse, aceste aliaje sînt susceptibile de a prezenta o ordonare la mică distanță.

Prezența ordonării în apropiere conduce la o împrăștiere elastică difuză a radiației incidente pe materialul ordonat, pentru lungimi de undă ale radiației de ordinul de mărime al distanțelor interatomice. Pentru punerea în evidență a ordonării în apropiere, se arată că este oportună exploatarea domeniului de valori mici (în cazul de față, domeniul 0—3,2 A^{-1}) ale mărimii vectorului x definit prin relația :

$$\overline{x} = \overline{k} - \overline{k}_0 \qquad (1)$$

unde $\overline{k}_0$ și $\overline{k}$ sînt vectorii de undă ai undei incidente și respectiv împrăștiate ($k = k_0$) ; limita superioară a domeniului de interes pentru aliajele Fe-Si, menționată mai înainte, corespunde poziției liniei (110), prima dintre liniile de difracție proprii structurii cubice cu volum centrat al materialelor studiate.

Pentru studierea proceselor de ordonare în apropiere, neutronii termici prezintă două avantaje majore față de razele X : posibilitatea de investigare a obiectelor la grosimile lor tehnic utile și posibilitatea de urmărire atît a proceselor de ordonare atomică cît și a celor de ordonare magnetică. Ținînd seama de aceste avantaje, în lucrarea de față s-au folosit metodele împrăștierii de neutroni utilizînd pentru aceasta două sisteme experimentale :

a) un grup monocromator (constituit din două colimatoare Soller de divergențe geometrice orizontale 28' și respectiv 15' arc, între care este montat, în poziție de reflexie pe planele (111), un monocristal de Cu cu divergența structurii de mozaic de 18' arc), ur-

mat de un difractometru de neutroni ; grupul monocromator a asigurat extragerea neutronilor de lungime de undă 1,15 Å din fasciculul de neutroni termici ce părăsesc unul din canalele orizontale ale reactorului nuclear ;

b) un sistem optic (constituit dintr-un bloc monocristalin de Bi avînd lungimea de 700 mm și dintr-un monocromator mecanic, sistem ce asigură, în funcție de viteza de rotație a monocromatorului, extragerea din fasciculul de neutroni ce părăsesc canalul reactorului, a acelora de lungimi de undă cuprinse între 5 Å și 10 Å), urmat de un dispozitiv experimental de analiză a neutronilor împrăștiați la unghiuri mici.

Folosirea ambelor metode de lucru a asigurat un indice ridicat de precizie pentru întreg domeniul de valori λ explorat : $0{,}04 < \varkappa < 3{,}2$ Å^{-1}.

În principiu, în cazul metalelor și aliajelor cu simetrie bazată (c.f.c., e.v.c. saui h.c.), constantele elastice pot fi direct corelate cu parametrii fizici definitorii pentru mișcările colective ale atomilor în cristal [6].

Acești din urmă parametri sînt direct măsurabili prin metodele spectrometriei de neutroni, în condițiile utilizării unor probe monocristaline de dimensiuni relativ mari (cîțiva cm^3). Pentru a aprecia totuși mișcările colective în materialele elaborate de noi, în prima etapă (ale cărei rezultate sînt expuse în prezenta lucrare) s-a recurs la determinarea experimentală a spectrului de frecvențe, mărime ce caracterizează numai integral microdinamica rețelei cristaline. Spectrul de frecvență a fost măsurat folosind proporționalitatea admisă între secțiunea eficace, dublu diferențială, de împrăștiere inelastică, incoerentă, a neutronilor și această mărime fizică. Pentru acumularea datelor experimentale, s-a utilizat un spectrometru cu timp de zbor, fasciculul de neutroni produs de reactor fiind filtrat printr-un bloc de beriliu policristalin, răcit la temperatura azotului lichid. O a doua mărime fizică ce descrie global proprietățile microdinamice ale rețelei cristaline, frecvența Debye, a fost măsurată pe aliajele elaborate folosind metodele difractometriei de raze X.

Datele experimentale, obținute cu primele sisteme experimentale menționate, au scos în evidență existența unei împrăștieri difuze a neutronilor. Pentru a avea certitudinea că efectul observat se datorează numai interacțiunilor nucleare, măsurările s-au efectuat în condițiile orientării magnetice a probelor pe direcția vectorului $\varkappa$. Dat fiind că secțiunea eficace de împrăștiere magnetică difuză este proporțională cu $1 - (\bar{h}, \varkappa/\varkappa)^2$ unde prin $\bar{h}$ s-a notat versorul direcției de magnetizare, orientarea aleasă a asigurat anulare componentei magnetice, dacă ea este prezentă.

Secțiunea eficace diferențială pentru împrăștierea nucleară difuză are expresia :

$$\frac{d\sigma}{d\Omega} = c(1-c)\cdot(b_{Fe} - b_{Si})^2 \cdot S(\varkappa) \qquad (2)$$

unde :

c este concentrația în Si a aliajului ;

b_{Fe} și b_{Si} sînt lungimile de împrăștiere ale Fe și respectiv Si ;

S ($\varkappa$) este factorul de împrăștiere ce reflectă modul de ordonare în apropiere ;

$\varkappa$, mărimea vectorului definit prin egalitatea (1), este egal cu $4\pi \sin \theta/\lambda$, unde θ este semiunghiul de împrăștiere).

Acest din urmă factor are expresia :

$$S(\varkappa) = 1 + \Sigma_i \cdot Z_i \alpha_i \frac{\sin(\varkappa R_i)}{\varkappa R_i} \qquad (3)$$

unde :

i numerotează sferele de coordinație ;

R_i sînt razele sferelor de coordinație ;

Z_i sînt numerele de ocupare pe aceste sfere ;

αi sînt parametrii Cowley de ordonare [8].

Procedeele de lucru, elaborate astăzi [9], permit deducerea valorilor coeficienților de ordonare, cel puțin pentru primele sfere de coordinație, din valorile măsurate ale secțiunii eficace diferențiale pentru împrăștierea nucleară difuză.

Datele experimentale obținute demonstrînd prezenta împrăștierii nucleare difuze în aliajele studiate, indică prezența în aceste materiale a ordonării în apropiere. Corectarea acestora pentru procesele de împrăștiere multiplă va permite utilizarea lor, într-o etapă ulterioară, pentru extragerea valorilor parametrilor de ordonare.

În aproximație unifononică secțiunea eficace dublu diferențială de împrăștiere incoerentă, corespunzătoare interacțiunii neutronilor cu mișcările colective ale atomilor urmate de anihilarea de fononi, are expresia riguros corectă numai pentru cazul rețelelor Bravais cu simetrie cubică :

$$\left(\frac{d^2\sigma}{d\Omega\, d\varepsilon}\right)_{inc} = \frac{K b_{inc}^2}{K_0}\left(\frac{tr\varkappa^2}{6MN\varepsilon}\right) e^{-2w} \frac{1}{e^{-\frac{\varepsilon}{K_B T}} - 1}, \qquad (4)$$

M — masa atomului constituent al cristalului.
N — nr. lui Avogadro ;

$\varepsilon = \hbar\omega$ — energia cedată neutronului în urma anihilării fononului ;

e^{-2w} — factorul Debye ;

k_B — constanta Boltzman ;

T — temperatura probe în °K ;

$\overline{\varkappa} = \overline{k} - \overline{k}_0$, cu $k \neq k_0$;

b^2_{inc} — mărime ce caracterizează proprietatea de împrăştiere incoerentă a constituentului cristalului.

Relaţia (4) a fost utilizată pentru obţinerea spectrului de frecvenţe $g(\omega)$, din datele acumulate cu cel de al treilea sistem experimental menţionat mai înainte. Rezultatele obţinute, semnificative din punctul de vedere al proprietăţilor fizice microscopice ale aliajelor studiate, nu conţin însă elemente specifice direct asociabile proprietăţilor lor tehnice. Limita spectrului astfel măsurat poate constitui, însă, împreună cu frecvenţa Debye (ω_D măsurată prin metodele difracţiei de raze X, grupul de mărimi care să conducă la determinarea energiei superficiale pentru ruperea fragilă (γ_f).

Relativ recent [10], s-a arătat că pentru metalele a căror structură cristalină are o simetrie înaltă :

$$\gamma_f = 9K_B T_f \frac{\Sigma_p p K_p}{M\omega_D^2} n \qquad (5)$$

unde :

p numerotează planele cristaline paralele suprafeţei de rupere ;

k_p exprimă constanta de forţă interplanară pentru planele vecine de ordin p ;

T_f este temperatura de topire a materialului ;

n, densitatea atomilor în planele cristaline considerate.

În stadiul actual, al confruntării rezultatelor teoretice şi experimentale privind modul şi domeniul de aplicabilitate al relaţiei (5), este — în general — oportună reanalizarea semnificaţiei fizice a numitorului fracţiei din membrul doi al egalităţii. Cele două mărimi măsurate de noi putînd, în principiu, ambele ocupa locul indicat în relaţia de mai sus, este în particular necesară o reanalizare a semnificaţiei lor fizice ţinîndu-se seama de premisele modelului fizic ce a condus la relaţia (5).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Machová A., Paidar V., Kroupa F.* : Phys. Stat. Sol (a) 12 — 713 — 1977.

[2] *Paidar V.* : Czech. J. Phys. B 22—938—1972.

[3] *Machová A.* : Czech. J. Phys. B 24—527—1974.

[4] *Cser L., Naszodi L.J.* : Phys. Stat. Sol (b) 92—K 55—1979.

[5] *Mook H.A., Nicklow R.M.* : J. Phys. 32, Cl—1177 —1971.

[6] *Caglioti G.* : „A Lattice Dynamica Approach to the Mechanical Properties of Metals". In Trends in the Physics and Engeneering of Technological Materials. Academia Nazionale Dei Lincei, Roma, 1976

[7] *Gautier F.* : Ann. Phys 8—251—1974.

[8] *Cowley J.M.* : Acta Cryst. A. 24—557—1968.

[9] *Moisin A.M.* : Teză de doctorat. Universitatea Bucureşti, 1977.

[10] *Caglioti, G., Rizzi, G., Bielello, J.C.* : J. Appl. Phys. 45—1271—1974.

CZ : 620.191

Unele aspecte ale coroziunii alamelor pentru schimbătoare termice

Dr. ing. Simona **ZAMFIR**, dr. ing. Ioana **GROZA**, fiz. D. **BOJIN** — Institutul Politehnic — Bucureşti

Avînd în vedere conductibilitatea termică ridicată (0,3—0,7 W/m grad), rezistenţa lor la coroziune şi posibilitatea de a obţine proprietăţi mecanice corespunzătoare pînă la 50—60 daN/mm². în stare 1/2 tare, alamele sînt materialele metalice cele mai folosite în construcţia tubulaturii schimbătoarelor termice (răcitoare, condensatoare, radiatoare).

Utilizarea raţională a acestora în condiţii adecvate, funcţie de natura, stare şi structura materialelor, conduce la fiabilitatea şi funcţionarea utilajelor la parametrii optimi. Invers, cauzele care au determinat scoaterea prematură din uz a unor schimbătoare termice din alamă au constituit obiectul studiului de faţă.

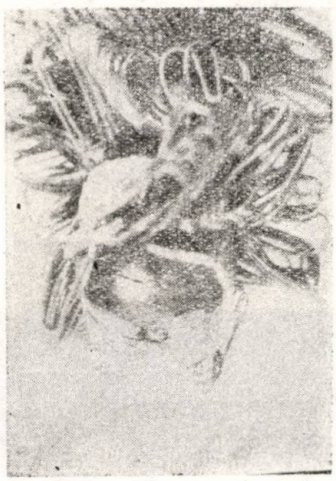
S-au analizat alame provenite de la schimbătoarele termice ale unor instalaţii electrice din ţară, a căror compoziţie chimică este redată în tabelul 1.

Tabelul 1

Zn	Cu	Sn	Ni	Al	Fe	Pb	Mn
1	2	3	4	5	6	7	8
28,00	71,96	0,005	—	0,03	—	—	—
32,73	67,12	0,08	0,01	—	0,005	0,05	—
25,50	72,32	1,15	0,05	0,79	0,005	0,05	0,13

Deoarece corodarea avansată, urmată de cedări ale țevilor, a constituit cauza principală a scoaterii din funcționare a tubulaturii schimbătoarelor de căldură, au fost analizate cauzele care au determinat fiabilitatea lor redusă, prin studii macroscopice, microscopice și cu ajutorul razelor X.

Deteriorări accentuate de material s-au observat în zonele de capăt ale țevilor, unde se constată prezența a numeroase fisuri în zone complet „mîncate de material" (fig. 1-a).

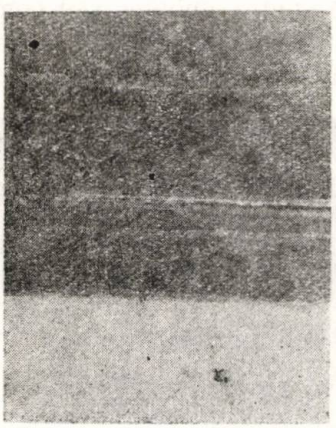


1 *a*

Fig. 1 Aspecte macroscopice ale țevilor ; a, d, e, f) fisuri ; b, c) ; depuneri de nisip.

Suprafața interioară a țevilor analizate a prezentat forme diferite de coroziune, care apar separat, sau în asociație : coroziune localizată, coroziune fisurantă, dezincare.

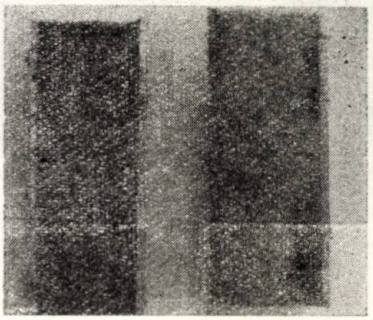
Coroziunea localizată observată în țevile de alamă studiate, a apărut în principal datorită corpurilor străine antrenate de mediul de lucru sau datorită bulelor de aer dizolvate



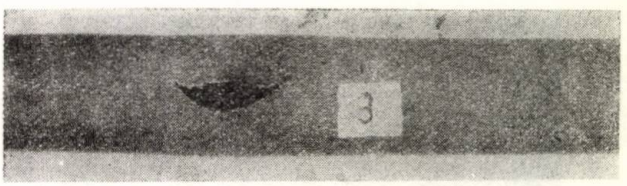
1 *b*

în apă mai ales în condiții de turbulență. Corpurile străine antrenate în apele de răcire sînt, în principal, particulele de nisip prezente uneori în cantități atît de mari, încît au condus chiar la obturarea conductelor (fig. 1-b și c).

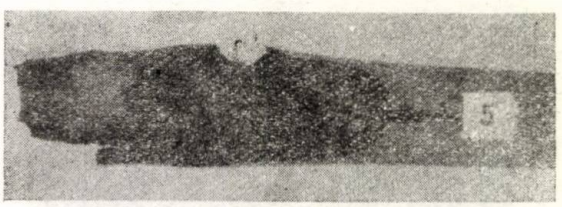
O distincție între coroziunea chimică localizată provocată de corpurile străine prin aerarea diferențială și eroziune este greu de



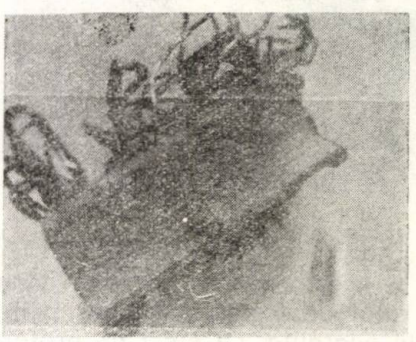
1 *c*



1 *d*



1 *e*

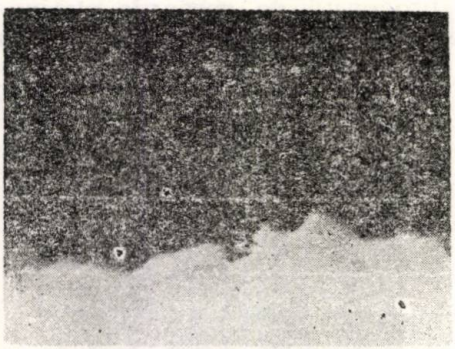


1 *f*

făcut, aspectele avînd ambele caractere ; pe suprafața interioară a majorității țevilor studiate s-au observat ciupituri, concavități, neregularități însemnate (fig. 2 a, b, c.).

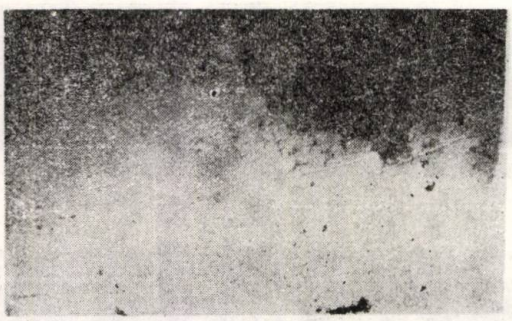
În manifestarea fenomenelor de coroziune localizată-eroziune rolul însemnat îl au nu numai particulele străine sau bulele de aer dar și compoziția chimică a alamei și neuniformitățile sau defectele superficiale ale te-

vilor, după operaţiile finale de deformare plastică şi tratament termic. Astfel, s-au constatat fenomene mult mai puţin intense de coroziune la ţevi de alamă, dacă în compoziţia



2 *a*

Fig. 2 Imagini microscopice ale zonelor de suprafaţă ale ţevilor lustruite, neatacate, 250 : 1.



2 *b*

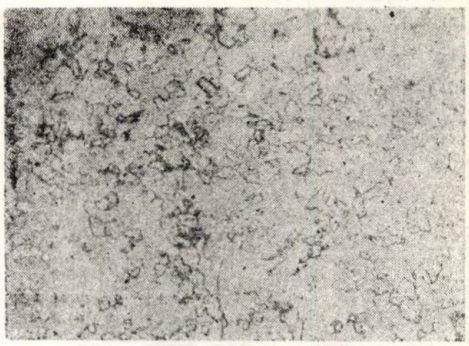
2 *c*

chimică a acestora s-au introdus adausuri de Sn, cu rolul de formare a unor pelicule superficiale aderente, cu efect de protejare faţă de coroziunea localizată mai pronunţat.

Din studiul comparativ al suprafeţelor interioare ale ţevilor utilizate şi curăţate prin spălare, ca procedeu indicat de prevenire a coroziunii localizate, s-a constatat o reducere de grosime de perete neglijabilă, dar cu efecte foarte favorabile privind starea suprafeţei.

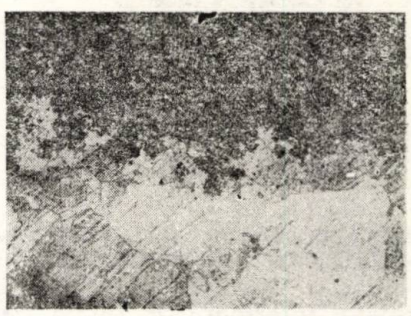
Fenomene de coroziune sub sarcină au apărut la ţevi de condensator din alame cu 67—70% Cu, care au condus la scoaterea din funcţiune a instalaţiilor prin fisurări de materiale (fig. 1-d).

Ţevile analizate au structura metalografică corespunzătoare unor soluţii solide α, recristalizate la temperaturi scăzute cu mărimi



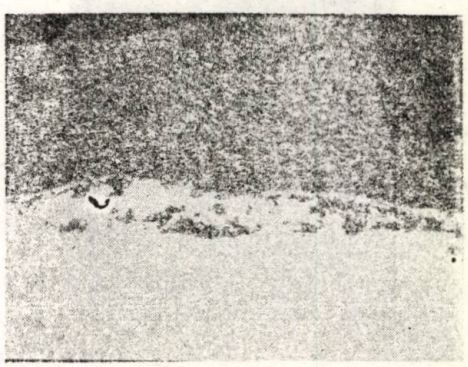
3 *a*

Fig. 3 Structura metalografică a ţevilor. Atac, clorură ferică b-100 : 1.



3 *b*

mici de grăunte, care se încadrează în norme restrînse (0,015—0.025 mm) (fig. 3-a). În cazul alamelor cu mărimi mai mari de grăunte, fisurarea s-a produs mult mai repede (fig. 1-e), corespunzătoare cu figura 3-b). În medii corozive care conţin amoniac sau compuşi amoniacali, în prezenţa oxigenului, a umezelii sau a bioxidului de carbon, tensiunile responsa-

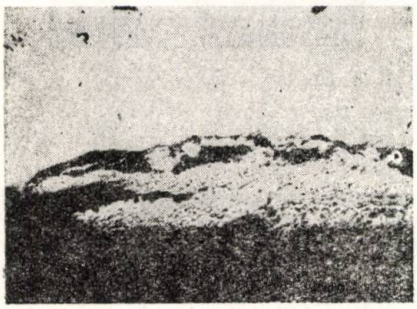


4 *a*

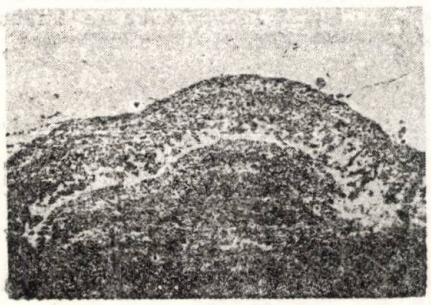
Fig. 4 Aspecte ale dezincării ţevilor de alamă ; 250 : 1 ; a, b, c) probe neatacate ; d) atac clorură ferică.

bile pentru fisurarea materialelor recoapte provin din dilatări, deformații, vibrații în timpul funcționării instalațiilor. Aceste tensiuni, apărute în tevi pe parcursul funcționării, se pot evita prin alegerea unei soluții constructive a condensatorului care să suprime eforturile susceptibile de a fi transmise prin țevi.

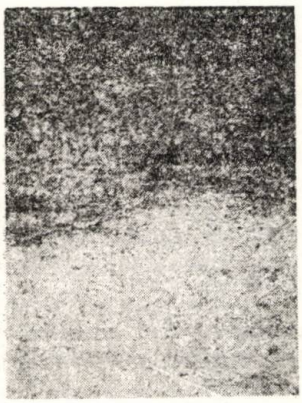
Forma de coroziune cea mai des întîlnită în tubulatură de alamă pentru schimbătoarele termice este dezincarea. Toate alamele studiate au proporții mari de zinc, peste 25%, astfel că sînt foarte susceptibile la dezincare (fig. 4). Stratul dezincat este adesea continuu la suprafața țevilor, cu grosimi care se pot extinde pînă la 50—70% din peretele țevii. În zonele dezincate materialul este poros, se observă exfolieri care desprind zona dezincată de materialul care nu a suferit modificări, sau apar chiar fisuri (fig. 4-b, 1-f și corespunzător fig. 4-d). Analizele chmice locale realizate cu ajutorul microsondei electronice (fig. 5a) ilustrează variația proporțiilor componenților principali, atît în materialul țevii, cît și în depunerile aderente pe pereții acestora. Se observă că în produsele de coroziune există atît compuși ai cuprului, cît și ai zincului, acesta din urmă fiind în concentrație mai mare (fig. 5-e și f). Se mai poate observa prezența unor elemente ca S, Ca și Fe în produsele de coroziune (fig. 5 b, c, d).



4 *b*



4 *c*

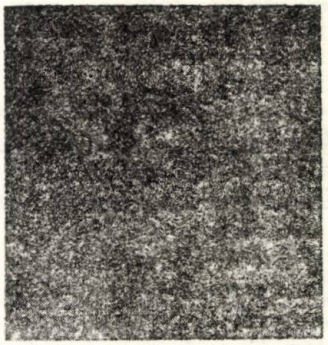


4 *d*

5 *a*

Fig. 5 Imagine de compoziție (a) și imagini de raze X : S kα(b) ; Ca-Kα (*c*) ; Fe-Kα (*d*) ; Cu Kα (*e*) și Zn-Kα (*f*) ale unei țevi dezincate ; 300 : 1.

5 *b*



5 *c*

Introducerea staniului în proporţii în jur de 1% a inhibat fenomenul de dezincare. Astfel, la alama nr. 3 din tabelul 1, fenomenele de dezincare sînt în faza incipientă, zo-

5 d

5 e

nele dezincate sînt izolate fără să pătrundă în adîncimea ţevii mai mult de 1—3% din grosimea de perete. Ca urmare, în cazurile în care dezincarea (în medii apoase cu oxigen sau CO_2) produce pagube prin scoaterea din funcţiune a ţevilor, soluţia care se impune este utilizarea unor alame cu conţinut mai mic de zinc sau a alamelor stabilizate cu Sn, Al.

5 f

Din cele prezentate mai sus, se pot desprinde următoarele **concluzii :**

— **fenomenele de coroziune a alamelor au cauze care sînt legate de natura materialului, de mediile de lucru, de construcţiile de exploatare şi de concepţia constructivă a condensatorului ;**

— **se pot stabili, din incidenţa uneia sau mai multor forme de coroziune a alamelor, atît cauzele care determină ieşirea din uz a instalaţiilor, cît şi măsurile ce se impun pentru prelungirea duratei de funcţionare.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Evans, U.* : Corosion of Metals, Arnold, Publ., London, 1926.

[2] *Smiriaghin, A.P., Smiriaghina, N.A. Belova, A.V.* : Promîslennîietvetnîie metallî i splavî, Moscova, Metallurgghia, 1974.

[3] *Evans, U.* : Korrozia i okislenie metallov, Moscova 1962.

[4] *Gâdea, Suzana, Protopopescu, M.* : Aliaje neferoase, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1965.

[5] *Laque F.L., Copson, H.R.* : Corosien resistance of metals and alloys, Reinhold Publ-Co., N.Y., 1963.

TÎRGURI ŞI EXPOZIŢII

EXPOZIŢIA FIRMEI ROBOTRON — SIBIU 1979

Între 3—7 decembrie 1979 a avut loc la Sibiu expoziţia firmei Robotron Export - Import din R.D. Germană. În cadrul expoziţiei au fost prezentate cele mai noi calculatoare şi maşini de birou fabricate de către firma Robotron — R.D.G.

Echipamentele electronice de calcul prezentate cuprind calculatoare pentru culegerea datelor primare în diferite domenii ale industriei constructoare de maşini, din care cel mai reprezentativ este sistemul Robotron 1600, sisteme moderne de prelucrare automată a datelor, reprezentate prin calculatorul SU-1055 minicalculatoare de proces şi microcalculatoare de tipurile cele mai noi (K 1002 şi PBT-4000), precum şi maşini de birou de facturat şi contabilizat (Robotron 1720, 1711, 1355).

Toate **aceste echipamente pot fi aplicate în orice domeniu al industriei constructoare de maşini.**

Astfel sistemul **Robotron 1600** se poate implementa pentru culegerea datelor primare în activităţile productive cu flux discontinuu din industria construcţiilor de maşini. Informaţiile pot fi culese semiautomat în apropierea sursei sau direct la utilajul productiv, cu transmisie imediată la unitatea de prelucrare. Acest sistem oferă următoarele posibilităţi specifice de utilizare în industria constructoare de maşini :

— supravegherea şi conducerea operativă a fluxului tehnologic ;
— urmărirea consumului de materiale ;
— gestiunea materialelor ;
— coordonarea transportului ;
— prestări servicii — urmărire.

Sistemul Robotron 1600 a fost aplicat în uzine constructoare de maşini din diferite ţări membre ale CAER, în principal în secţiile de prelucrări mecanice, în turnătorie, în secţiile de montaj etc. Se creează astfel în aceste secţii, cu ajutorul sistemului Ro-

botron 1600, o continuitate a procesului de producție printr-un sistem de control operativ al fabricației. Controlul producției cu calculator asigură o utilizare optimă a materialelor și o precizie înaltă de execuție precum și furnizarea operativă a tuturor datelor necesare pentru bilanțul și analiza producției.

Datele tehnice ale sistemului de culegere și prelucrare a datelor Robotron 1600 sînt următoarele :

Unitatea de interogare

Numărul de programe	14
Instrucțiuni/programe	12
Cifră de control	control lungime cîmp
Viteza de introducere	max. 1500 caractere/s
Viteza de extragere	max. 2800 caractere/s
Mod de transmisie	start-stop, selector
Cod utilizat	ISO-7-bit.

Punct terminal de date

Unități de introducere	
Tastatură completă	10 sau 20 poziții
Tastatura alfa	16 semne, 6 funcționale
Tastatura zecimală	13 taste
Cititor registre	citire fotoelectrică
Purtător de date	cartelă perforată
Unități de extragere	
Bloc de imprimare fix	12 caractere numerice per poziție, 18 poziții
Bloc de imprimare stoc serie	de 64 caractere

Pentru culegerea datelor primare, firma Robotron a realizat echipamentele **Robotron 1372** cu culegere pe casetă magnetică și **Robotron 1373,** cu culegere pe bandă perforată, echipamente ce reprezintă o nouă generație în tehnica culegerii de date. Ele lucrează numeric sau alfanumeric, au memoria organizată pe byte, și programul compus din instrucțiuni monoadresă. Construcția este modulară. La alegere, purtătorul de date poate fi bandă perforată sau casetă magnetică, cu o viteză de înregistrare de 500 caractere/sec.

Echipamentele **Robotron 1370** se indică a fi utilizate în organizarea fabricației precum și pentru contabilizarea și analiza datelor de producție în industria constructoare de mașini.

Cititorul de marcaje **Robotron 1375** are la bază principiul sesizării optice a marcajelor (Optical Mark Reading), un procedeu de recunoaștere automată care transpune în limbaj mașină datele documentelor primare. Înregistrarea datelor se face pe casetă magnetică, cu posibilități de sortare, de codificare și controale logice ale datelor.

În domeniul minicalculatoarelor s-a remarcat **minicalculatorul 4201,** utilizat în prezent la Întreprinderea de Unelte și Scule din Brașov cuplat cu o configurație complexă a sistemului Robotron 1600. Sistemul a fost implementat pentru raționalizarea culegerii și prelucrării datelor de producție.

Minicalculatoarele programabile Robotron K 1001, K 1002 și K 1003 cu dispozitiv de introducere pe cartele magnetice sînt destinate cu precădere rezolvării unor probleme de calcul tehnic, complexe, fără folosirea unui limbaj de programare deosebit. În cursul anului 1979 s-a încheiat cu succes un test desfășurat la Institutul Politehnic din Cluj — Napoca.

În domeniul microcalculatoarelor s-a prezentat **terminalul display programabil Robotron PBT 4000.** Prin utilizarea unui microcalculator, terminalul display programabil în noua sa variantă constructivă, se evidențiază ca un eficient post de lucru pentru comunicație atît cu diferite procese, cît și cu calculatoarele din familia **Robotron 4000** sau alte minicalculatoare.

Realizat din mai multe componente configurabile, el este destinat culegerii datelor din apropierea procesului, concentrării și prelucrării acestora. Fiind liber programabil prezintă avantajul unei adaptări rapide la diferite domenii de utilizare. **Robotron PBT 4000** se folosește în special pentru rezolvarea următoarelor probleme :

— concentrarea parametrilor măsurați și extragerea parametrilor de comandă pentru procese de măsură-control ;
— supravegherea și comandă de mașini și aparate în industrie ;
— comunicație cu procese, în legătură cu un calculator de proces ;
— comanda unor aparate independente din domeniul construcției de aparatură tehnico-științifică ;
— supravegherea și evidența stocurilor în depozite descentralizate ;
— sisteme didactice și de studiu în universități, institutii de învățămînt superior și alte centre de instruire ;
— sisteme informaționale și de evidență în transporturi.

Terminalul poate funcționa off-line ca sistem independent sau poate fi cuplat cu un calculator supraordonat.

Facturarea, înregistrarea contabilă, decontările și situațiile statistice se pot realiza cu mașinile de facturat și contabilizat din seria **Robotron 1720.** Exemple de utilizare în industria construcțiilor de mașini pot fi :

— efectuarea la zi a tuturor lucrărilor contabile și a factorilor cu extragerea diferitelor situații ca de ex. statistici pe articole, beneficiari etc. ;
— contabilitate ;
— calculul retribuției ;
— gestiune de depozite cu control simultan al stocurilor.

Soluția constructivă a mașinilor de contabilizat și facturat Robotron 1720 asigură, prin liberă programare, orice configurație a formularului. Pentru programe se folosesc circuite PROM. Un circuit are capacitatea de 128 instrucțiuni a 16 bit. O variantă specială a automatului Robotron 1720 este echipată cu 4 casete și are o capacitate de 2048 instrucțiuni.

Pentru activitatea de proiectare în industria constructoare de mașini, **echipamentele de desen Robotron „Compacta U", „Ordinat III 92 U" și „Perfekt"**, prezintă o soluție atractivă, acestea remarcîndu-se prin siguranță în funcționare, confort de deservire și precizie.

Ing. RODICA OANCĂ

TÎRGUL INTERNAȚIONAL DE LA LEIPZIG, 9 — 15 MARTIE 1980

Tîrgul de la Leipzig este un centru important al trecerii în revistă a realizărilor internaționale pe planul științei și tehnicii și al schimbului de experiență. Pentru promovarea comerțului, în special cu produse tehnice, în ultimul timp s-a dovedit a fi indispensabil un schimb amplu de informații sub forma unei faze pregătitoare. Din aceste considerente tot mai mulți oameni de știință și ingineri, constructori, tehnologi și alți specialiști din toată lumea vin la Leipzig.

Concentrarea prezentării realizărilor tehnice în sectoare profesionale complexe, asigură exclusivitate în cadrul manifestărilor internaționale ; aceste sectoare reprezintă specializare, dimensionare largă și desfășurare tehnologică, oferind cumpărătorilor și expozanților cele mai bune posibilități de conlucrare.

Pentru ediția din 1980 a Tîrgului de primăvară de la Leipzig, și-au anunțat participarea 9000 de întreprinderi de comerț exterior și întreprinderi de export din 60 de țări. Jumătate din numărul total al expozanților vine din străinătate. Peste 80 la sută din participanții străini la tîrg sînt prezenți de mai mulți ani la Leipzig. Ca și în anii anteriori, și la ediția din acest an a Tîrgului de primăvară de la Leipzig vor fi prezenți 500 000 de vizitatori, ingineri și tehnicieni din aproximativ 100 de țări. Ponderea specialiștilor printre vizitatori este apreciată la circa 80 la sută.

Datorită nivelului său ridicat, al marelui număr de exponate și numeroaselor firme străine, oferta de mașini-unelte și utilaje va conferi tîrgului de primăvară din Leipzig aspectul unui tîrg de specialitate. Un caracter pronunțat internațional al ofertei de mărfuri se evidențiază în special în sectoarele prioritare : metalurgie, industria constructoare de mașini grele și de instalații (25 țări) ; mașini-unelte cu grupa de specialitate „Mașini speciale" (20 țări) ; mașini agricole și pentru industria alimentară și mașini de împachetat cu grupa de specialitate „Mașini de ambalat" (20 țări) ; electrotehnică, tehnica automatizării, tehnica informării, construcția de aparate științifice cu grupele de specialitate „Tehnica automatizării" și „Prelucrarea electronică a datelor" (25 țări) ; textile și îmbrăcăminte (30 țări) ; produse editoriale (25 țări), cum și sticlă și ceramică (15 țări).

Sînt reprezentate toate domeniile construcției de mașini. În plus vor fi prezente și alte procedee ale prelucrării metalelor din ramuri înrudite : turnătoria, tehnica galvanizării, metalurgia pulberilor, precum și tehnicile de sudură, de tăiere și de asamblare. Informațiile obținute în cadrul tîrgului, privind automatizarea proceselor și tehnica de acționare, au fost scoase în relief prin unitățile funcționale integrate în mașini și linii tehnologice care au demonstrat, în toată diversitatea lor, înaltul nivel de dezvoltare realizat de cele mai importante întreprinderi din ramura electrotehnică electronică din R.D.G. și din străinătate.

La tîrgul din primăvara anului 1980 din Leipzig, în cadrul ofertei de mașini pentru prelucrarea metalelor se evidențiază : mașini, linii tehnologice, scule și dispozitive făcînd parte din grupa de specialitate „Mașini speciale", caracterizate prin orientarea lor pe probleme. Circa 50 de mașini sau linii tehnologice expuse la tîrgul de la Leipzig pot fi incluse în grupa mașinilor-unelte speciale.

R. D. Germană este prezentă, într-o măsură importantă, la oferta de mașini-unelte ; în acest domeniu ea expune, între altele, mașini specializate de strunjit, de rectificat și de găurit, dar în primul rînd un mare număr de mașini pentru prelucrare prin deformare.

Oferta de export a R. D. Germane

4200 de întreprinderi de comerț exterior și din industrie ale R. D. Germane prezintă, în toate sectoarele tîrgului, oferta lor destinată exportului, caracterizată prin produse de vîrf și prin aproximativ 6000 de produse noi și modernizate. Cifra de afaceri în comerțul exterior al R. D. Germane a depășit în 1979, pentru prima oară, 100 de miliarde de mărci valută.

Sub lozinca „Mașini și mașini-unelte pentru o producție rațională", industria constructoare de mașini și utilaje a R.D.G., prin combinatul producător de mașini-unelte și utilaje WMW dispune de o paletă de produse care se extinde de la mașinile simple, la centrele de prelucrare liber programabile, pînă la instalațiile complete de producție, orientate

pe obiective practice. Prin aceasta se realizează una din condițiile care garantează unitatea dintre mașinile, sculele și procedeele oferite în mod exemplar de WMW. Comerțul exterior de mașini-unelte și utilaje al R.D.G. se realizează prin intermediul întreprinderii de import-export WMW, Berlin. Industria constructoare de mașini-unelte și utilaje a R.D.G. se numără printre cele mai importante industrii de specialitate, la nivel mondial. Sute de mii de unități de producție cu marca „WMW" sînt livrate în toate părțile lumii.

În prezent ponderea pieței WMW se ridică la următoarele cifre: la mașini de găurit și de frezat — în Marea Britanie — 20%, în Suedia — 18%, în R.F.G. — 7%, în India — 30% ; la mașini de danturat în Marea Britanie — 14%, în R.F.G. — 25%, în India — 30% ; la mașini de rectificat interior în Japonia — 25%. Între cumpărătorii occidentali de mașini-unelte și utilaje din R.D.G. se află firme cunoscute cum sînt: Citroën, Renault, Arbel, Voest Alpine, Volkswagen, Daimler-Benz, Klöckner, Mitsui, Mitsubishi, Nisho Iwai, Sandwik, Fiat, GKN, British Leyland și multe altele.

Numeroasele produse noi sau perfecționate prezentate de combinatele din cadrul WMW la tîrgul de primăvară 1980, au fost create conform unor principii de cercetare și proiectare, care decurg atît din cerințele actuale, generale ale industriei metalurgiei prelucrătoare, cît și dintr-un mare număr de grupuri de cazuri individuale, posibile.

Într-o măsură mereu crescîndă sporește importanța industriei constructoare de mașini-unelte și utilaje a R.D.G. în calitate de proiectant și furnizor de instalații complete pentru prelucrarea metalelor. Intreprinderea VEB Rawema, Karl-Marx-Stadt binecunoscută în cadrul ramurii pentru exportul de instalații complete, va fi prezentă cu o expoziție de modele. Caracteristicile celor peste 70 de obiecte constituind oferta WMW se bazează înainte de toate pe folosirea pe scară largă a tehnicii CNC, pe productivitate și efecte de raționalizare, pe capacitatea sporită de adaptare, pe îmbunătățirea în continuare a condițiilor de muncă și pe reducerea consumurilor de materiale și de energie în exploatarea mașinilor.

Utilizarea tehnicii microprocesoarelor pentru prelucrarea rațională a metalelor constituie unul din obiectivele întreprinderii VEB Verkzeugmaschinenkombinat „7-Oktober", Berlin ; între exponatele acestei întreprinderi sînt incluse o serie de noutăți. Pentru prima dată, mai multe mașini de mare randament au fost echipate cu comenzi liber programabile CNC 600, realizate de VEB Numerik „Karl Marx" din Karl-Marx-Stadt, între care strungurile PF 2/CNC-600 și DS 2/CNC-600. Strungul de detalonat DH 250/4-A 1 este dotat cu un nou sistem de comandă cu microprocesor cu o singură cartelă, iar strungul automat multiax DAMF 6 x 160 N/1, cu o nouă comandă liber programabilă PS 2000. Pe mașina de danturat roți conice Z—FTK 500/2 se demonstrează dubla rulare cu retezare precum și folosirea unui cap portcuțit lung, în timp ce cu mașina de tăiat și rectificat roți dințate prin rostogolire ZSTZ 06 se realizează procedeele de rulare parțială cu scule cu flancuri drepte pentru rectificare pe una și două flancuri.

Programul de exponate al combinatului „Fritz Heckert" informează asupra utilizării progresive a comenzii liber programabile CNC 600, care este interschimbabilă cu alte sisteme. Astfel — între altele — centrul de prelucrare de precizie CBKOZ 900 x x 1400/7 este utilat cu o comandă CNC 600. Un interesant exemplu de adaptare rațională la condiții complexe de folosire îl formează instalația pentru fabricarea de pompe cu roți dințate pentru industria hidraulică, în cadrul căreia mașina specială ETR 1000/5, cuplată cu un dispozitiv de manipulator, exercită o funcție primordială.

Mașina de frezat cu un singur montant FBEW 630 x 2500/2 NC poate fi echipată cu un nou tip de dispozitiv de schimbare a sculei ; prinderea și reglarea piesei se efectuează concomitent cu prelucrarea piesei anterioare.

Pentru prima dată la tîrgul de primăvară din Leipzig 1980 se demonstrează așa numitul principiu al rectificării în serie și anume pe mașina de rectificat ghidaje, cu doi montanți, în versiunea specială SXZ x 1100 x 60 000 ; cu ajutorul unui set de corpuri abrazive se prelucrează concomitent toate suprafețele de ghidare din partea superioară.

În cadrul numeroaselor produse noi și perfecționate ale combinatului de prelucrare pin deformare „Herbert Warncke" — Erfurt, un loc deosebit de important este rezervat mașinilor și liniilor de fabricație pentru prelucrarea tablei subțiri ; între acestea, se remarcă automatul de deformare în trepte, de mare randament, PAUS 100.3 și un element al unei linii de fabricație pentru doze din trei părți, din tablă subțire.

Un consum de energie și materiale minime — acesta este unul din obiectivele primordiale urmărite de proiectanții acestor mașini ; prin economisirea unei tone de tablă subțire, beneficiarul își poate reduce consumul de energie cu 3200 kilowați-ore. Linia pentru fabricarea dozelor din trei părți conduce la o reducere a cantității de tablă cositorită cu 37%. Între produsele noi și perfecționate ale acestui combinat se numără de asemenea complexul de prese automatizate PE 2-H-500/2800 x 1500 TS, cu ajutorul căruia — în demonstrația de utilizare din cadrul tîrgului — s-a obținut o creștere a productivității muncii de aproape 200% precum și o linie de debitare cu o presă mecanică într-un singur punct cu acționare smiplă PEEX II 250 și mașina automată de laminat profile UPWS 25—1. O contribuție importantă la realizare unei productivități sporite este oferită și de noile mașini-unelte fabricate de combinatul de mașini-unelte Schmalkalden. Noul sortiment de bază de plăci așchietoare rabatabile a creat posibilitatea utilizării, în mai mare măsură a materialelor greu așchiabile. Noul sortiment de metal dur HG 412 cu mai multe straturi aplicate conduce la o îmbunătățire substanțială a timpului necesar și la o creștere cu pînă la 100% a vitezei de așchiere. Programul de export al combinatului cuprinde înainte de toate scule și dispozitive de prindere a sculei și a piesei, pentru prelucrarea reperelor cu simetrie de rotație, prismatice și de forma carcasei ; scule de găurit, frezat și filetat ; scule din metale dure, pentru danturare și broșare ; transmisii pneumatice pentru mișcări prin șoc și de rotație.

LARGĂ PARTICIPARE DIN STRĂINĂTATE

● 6800 unități expozante vin din 13 țări socialiste. Oferta lor la tîrg, caracterizată printr-un înalt nivel științifico-tehnic și printr-o bună calitate, contribuie la colaborarea între aceste țări.

Dintre țările socialiste, cel mai mare expozant îl constituie URSS, prezentă cu o expoziție colectivă însumînd 12 000 m².

Cu o expoziție specială se prezintă R.S.S. Bielorusă.

30 întreprinderi de comerț exterior sovietice vor prezenta o bogată gamă de bunuri tehnice și de consum : 75% din exponate reprezintă produse noi și perfecționate, 37% au fost prezentate pentru prima dată în străinătate, iar numărul de exponate create în colaborare cu alte țări membre CAER se ridică la peste 150.

Expoziții reprezentative pe sectoare organizează Polonia, Cehoslovacia, Ungaria, Bulgaria și Iugoslavia. Cu standuri în sectoarele de bunuri de consum, respectiv cu birouri de informații, sînt prezente R. P. Mongolă, Cuba, Vietnam, Laos și R.P.D. Coreeană.

Oferta externă de mașini și aparate va fi prezentată în măsură covîrșitoare de întreprinderi mari de importanță internațională, expozanții din țări socialiste reprezentînd de cele mai multe ori ramuri industriale întregi. Între participanți trebuie reținute nume ca: Stankoimport — URSS; Metalimport — R.P. Polonă; Strojimport — R. S. Cehoslovacă; Tehnoimport — R. P. Ungară; Mașinoexport — R. P. Bulgaria, Prvomajska, Alat, Metalka — R.S.F. Iugoslavia.

Republica Socialistă România este prezentă pentru a 31-a oară la ediția de primăvară a tîrgului internațional de la Leipzig.

Participă cu expoziții în 7 sectoare: metalurgie (50 m^2); mașini-unelte (390 m^2); mijloace de calcul (285 m^2); utilaj electrotehnic (221 m^2); mașini agricole, utilaj rutier și petrolier (800 m^2, teren exterior), produse alimentare (89 m^2), cărți, publicații, filatelie (82 m^2).

Ramura construcțiilor de mașini este reprezentată de: MAȘINEXPORTIMPORT care expune printre altele: strung frontal SF-400, mașină de găurit cu ax reglabil, mașină de rectificat fără centre; MECANOEXPORTIMPORT: locomotiva LDE 2400, excavator, electrocompresor; UNIVERSALTRACTOR: tractor cu încărcător hidraulic TIH—445, tractor universal pentru culturi înalte, tractor pe șenile cu lamă și scarificator S-188 IS; INDUSTRIALEXPORT: chiolbași de 200 tf, rolă riflată, trolii de mină etc.

În domeniul electrotehnici și electronicii ELECTRONUM va prezenta: mașina de facturat-contabilizat FC 32/96/128; ELECTROEXPORTIMPORT motoare ASA, AISI, ASM, micromotoare, pile și baterii electrice, corpuri de iluminat; ELECTRONUM: tablouri electrice, pupitre de comandă, comutatoare, transformatoare, radio-telefon portabil și mobil etc. Pentru export, România a mai pregătit o serie de PRODUSE NOI ca: reactorul cu pereți groși și xantogenul fabricate de I.U.C. „Griviția Roșie", reactorul pentru sinteza acidului cianhidric de la I.M.U.C. București; reactorul cu agitator — I.U.T. Buzău; placă tubulară placată în spirală prin procedeu automat sub flux cu sîrmă realizat de I.U.C. Ploiești.

● 26 DE ȚĂRI ÎN CURS DE DEZVOLTARE ÎȘI VOR EXPUNE PRODUSELE

Expozițiile colective și pe sectoare, organizate de tinere state naționale, fac parte din peisajul unic al tîrgului din Leipzig. Acest centru al comerțului mondial, care se bucură de o bună apreciere pe plan internațional, oferă posibilități bune pentru extinderea relațiilor economice existente și pentru stabilirea de noi contacte comerciale. Pentru ediția de primăvară și-au anunțat participarea exportatori din 26 de state din Africa, Orientul Apropiat, Asia și America Latină. Expozanți din Mozambic, prezenți cu un stand colectiv oficial, vor prezenta informații cu privire la dezvoltarea diferitelor ramuri ale economiei. Prioritare în oferta etiopiană sînt produsele agricole. Sînt așteptate, de asemenea, Algeria, Benin, Ghana, Congo și Maroc. De 26 de ani India participă la tîrgul de la Leipzig. Din Asia și-au anunțat participarea expozanți din Afganistan, Pakistan, Sri Lanka și din Filipine. Din lumea arabă vor sosi producători din Siria, Libia, Irak, Iemen, Sudan și Iran. Cel mai mare expozant de pe continentul latino-american este iarăși Brazilia. În plus, se așteaptă expozanți din Peru, Ecuador, Guyana, Mexic, Argentina și Columbia.

● CELE MAI BUNE CĂI PENTRU RELAȚII COMERCIALE EFICIENTE — LA TÎRGUL DE LA LEIPZIG.

Interesul crescînd manifestat de diverse cercuri economice occidentale față de extinderea relațiilor est-vest este evidențiat de expozițiile reprezentative organizate de prestigioase concerne și întreprinderi de comerț exterior din Europa occidentală și de peste ocean. Pînă în prezent și-au anunțat participarea firme din 24 de țări capitaliste industrializate și din Berlinul occidental, printre ele numărîndu-se concerne renumite din: Franța (Vallourec, Creusot Loire, Pechiney Ugine Kuhlmann, Comef, Electro Vert și Citroën); Italia (Minganti — Bologna, ENI, IRI și EFIM; Suedia (VOLVO); Austria (Vereinigte Metallwerke Ranshofen-Berndorf); Marea Britanie; Olanda (Friam, R.S.V. Group-Thomasson, Philips, van Vuuren și Peja); Finlanda; Belgia; și R.F.G. (Thyssen, Mannesmann, Krupp, Hoesch-Estel, Salzgitter și Klöckner-Werke). Se așteaptă de asemenea numeroase firme din Japonia, SUA și Canada. Pe lîngă expozițile pe sectoare, organizate de diferite firme, cele mai multe țări capitaliste industrializate dispun de birouri oficiale de informații.

Eforturile susținute depuse de tîrg în vederea realizării unei îmbinări armonioase între ofertă, informații și service se soldează pentru ediția din 1980 a Tîrgului de primăvară de la Leipzig cu o noutate. Într-o nouă clădire vor fi concentrate, pentru prima oară, unitățile de service ale complexului expozițional. Este vorba despre Centrul de informații tehnce, Centrul de informații pentru grupuri de experți și Serviciul de presă al Tîrgului din Leipzig. În felul acesta se va asigura o informare mai bună a experților în legătură cu produsele, sectoarele, exponzanții și evenimentele de la tîrg.

Ramura construcții de mașini și utilaje va juca un rol dominant și în cadrul programului internațional de cicluri de conferințe:

- Metalurgie/construcții de mașini grele
  (Echipamente și tehnologii de mare randament, noi materiale)
  11 și 12 martie
- Mașini-unelte/utilaje
  (Prelucrarea rațională a metalelor, mașini speciale, dispozitive)
  11 și 12 martie
- Mașini agricole și pentru industria alimentară/Mașini de împachetat
  (Economia culturilor de cîmp, mașini pentru industria alimentară și tehnologii moderne de ambalat)
  13 și 14 martie
- Tehnica automatizării
  (Sisteme de automatizare, experiențe practice în automatizarea proceselor)
  12 și 13 martie
- Tehnica de măsură și control
  (Procedee de înaltă precizie de măsură în laborator și întreprindere, aparate de precizie pentru electronică și aparatură pentru unități de precizie)
  10 și 11 martie
- Telecomunicații
  (Sisteme de transmisie de mare randament, aparate și instalații din cadrul tehnicii comunicațiilor)
  13 și 14 martie
- Prelucrarea electronică a datelor
  (Instalații centrale și periferice, noi programe și experiențe practice)
  13 și 14 martie

R. D. Germană va participa într-o importantă măsură la acest program de conferințe, folosind și acest prilej pentru informarea asupra numeroaselor dezvoltări realizate în domeniul proiectării și tehnologiei. Utilizarea noilor comenzi liber programbile CNC 600 în centrele de prelucrare, rectificarea rotundă interioară rațională în producția de serie mică și mijlocie, noi prese și linii de fabricație pentru producția de caroserii și de piese de tablă de mare suprafață, lărgirea permanentă a parametrilor privind randamentul mașinilor-unelte moderne, acestea sînt doar cîteva din lucrările prezentate de combinatul WMW în cadrul programului internațional de conferințe.

AURELIA DOBRE

PUBLICOM

Sole advertising and publicity agency in Romania

FOREIGN TRADE · PUBLICOM ROMANIA · PUBLICITY AGENCY

EXPO '80

SPECIALIZED EXHIBITIONS TO BE STAGED IN 1980

1. SHOP
   22—25.01.1980
   (Consumer goods for specialized shops)
2. MUZICĂ — SPORT — AGREMENT
   5—8.02.1980
   (Music — Sport — Entertainment)
3. ENERGETICA
   12—15.02.1980
   (Power equipment and up-to-date systems for obtaining, stoking, conveying and savings of powder supply)
4. LABORATORUL
   19—22.02.1980
   (Equipment and installations for laboratory)
5. ACOPERIRI METALICE
   26—29.02.1980
   (Metal-coatings, galvanotechnique)
6. SUDURA
   4—7.03.1980
   (Welding equipment, installations, devices and spare parts)
7. MEDICINA
   18—21.03.1980
   (Medical equipment and installations/Medicines)
8. TEHNICA HÎRTIEI
   1—4.04.1980
   (Paper manufacturing equipment and various paper assortment)
9. ARMĂTURI POMPE
   8—11.04.1980
   (Industrial fittings, pumps, accessories)
10. AUTO-SERVICE
    15—18.04.1980
    (Equipment, spare parts, cosmetics for motorcar service)
11. CONSTRUCȚIA INDUSTRIALĂ
    27—30.05.1980
    (Outfits and technologies for industrial construction use)
12. TEHNICA NUCLEARĂ
    3—0.06.1980
    (Equipment, installations and apparata for nuclear technique, radioactive substances, reagents)
13. CONFEX
    10—13.06.1980
    (Accessories for ready-mades)
14. REPRO-POLIGRAFICA
    17—20.06.1980
    (Equipment for the printing and copying industry)
15. INDUSTRIA NAVALĂ
    26—29.08.1980
    (Ship equipment, apparata and instruments)
16. PISCICOLA
    26—29.08.1980
    (Equipment for fish industry)
17. PEȘTICIDE
    16—19.09.1980
    (Pesticides, insecticides, herbicides, fungicides)
18. ANTIPOLUARE
    21—24.10.1980
    (Polution detecting, indicating and control equipment)
19. GEOFIZICA
    28—31.10.1980
    (Devices and instruments for geophysics)
20. TESTĂRI
    4—7.11.1980
    (Physico-mechanical tests and destructiv-non-destructiv control equipment)
21. SCULE DIAMANTATE — ABRAZIVE
    11—14.11.1980
    (Diamond tools and industrial diamonds)
22. FOTO-KINO-OPTICA
    18—21.11.1980
    (Optical and photo instruments)
23. ASBEST
    25—28.11.1980
    (Asbestos materials, yarns and ready-mades)
24. TEHNOCALCUL
    2—5.12.1980
    (Equipment and accessories for computing technique)
25. MATERIALE ȘI ECHIPAMENTE PENTRU STINGEREA INCENDIILOR
    9—12.12.1980
    (Fire extinction materials and equipment)

25 SPECIALIZED EXHIBITIONS

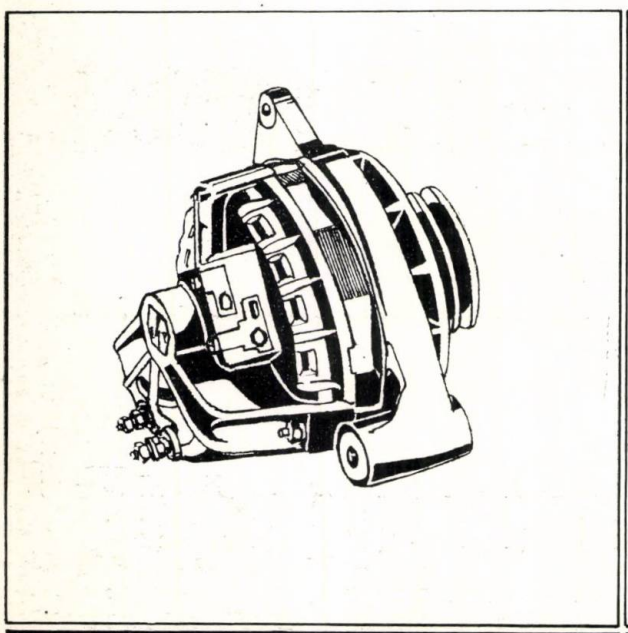
PUBLICOM
BUCHAREST — ROMANIA
22, Nicolae Bălcescu Blvd.
Telex : (011) 374 CAMROM
Telephone : 14 75 35

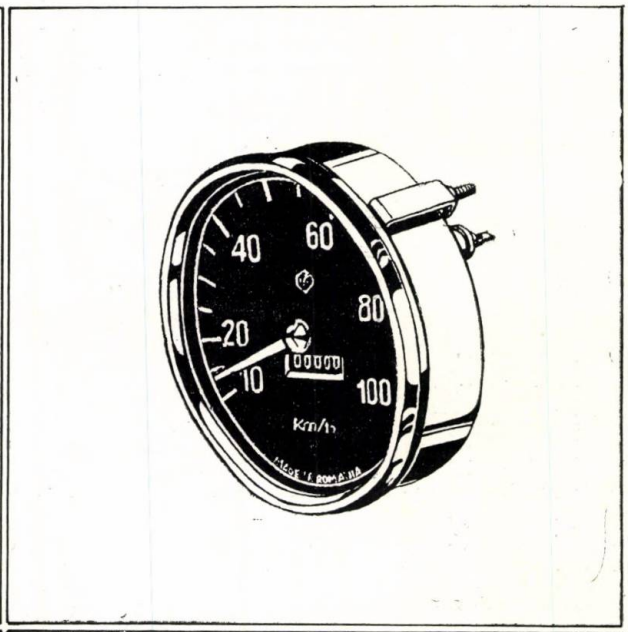
intreprinderea

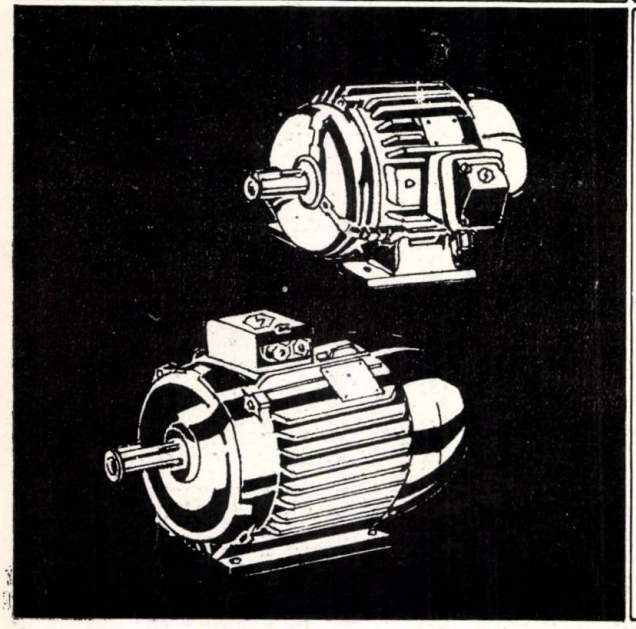
ELECTROPRECIZIA

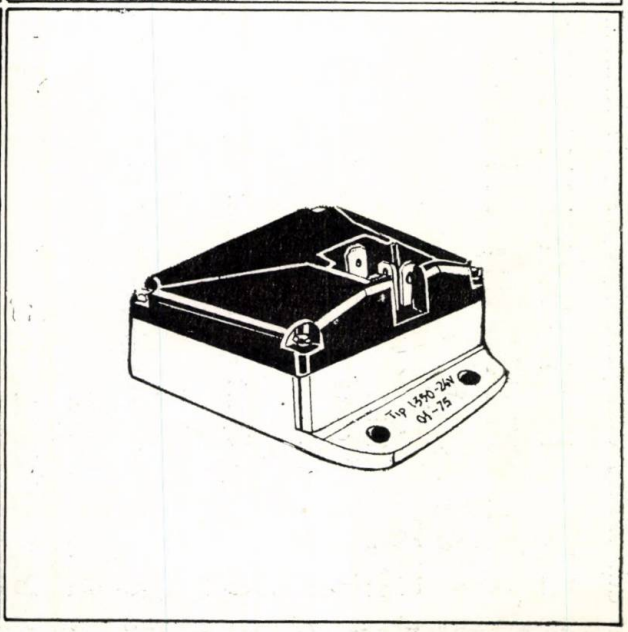
săcele – brașov

INTREPRINDEREA „ELECTROPRECIZIA" – SĂCELE, JUDEȚUL BRAȘOV, PRODUCE O GAMĂ LARGĂ DE PRODUSE DE ECHIPAMENT ELECTRIC PENTRU AUTOVEHICULE, CÎT ȘI MOTOARE ELECTRICE ASINCRONE TRIFAZATE CU ROTORUL ÎN SCURT-CIRCUIT









Cooperare - Specializare - Colaborare

obiective de lungă durată

la îndeplinirea cărora contribuie

cea de-a 22-a ediție a

TÎRGULUI INTERNATIONAL

DE CONSTRUCTII DE MASINI

10 – 18. 9. 1980

Brno, Cehoslovacia

BVV

BVV, veletrhy a výstavy, Výstaviště 1
602 00 BRNO
telex 314
FAIRBRNO
tel. 067294, 062295

publicom

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.

8. Autorul trebuie **să garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

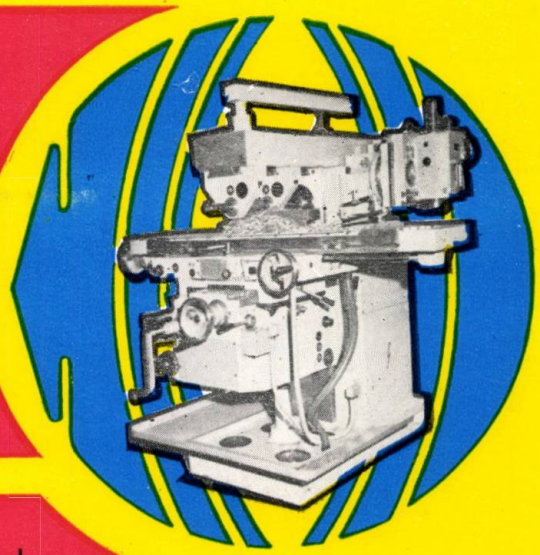
Redacția revistei „Construcția de mașini" Cal. Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

Maşina de frezat universală F U 36 $\times$ 140 / $\times$ 160 este o maşină robustă, de mare productivitate, cu un domeniu foarte larg de utilizare, mai ales dacă este dotată cu accesorii speciale : capul de frezat vertical; capul de frezat cu pinolă ; capul de frezat universal ; capul de mortezat ; puntea motorizată ; cap divizor universal ; menghina rotativă ; masa rotativă ; dispozitivul de antrenare a mesei rotative ; dispozitivul de manevrare a accesoriilor



Familia maşinilor de frezat cu consolă mai cuprinde maşinile de frezat verticale cu cap

fix FV 36 $\times$ 140 / $\times$ 160 CF şi cu cap

rotativ FV 36 $\times$ 140 / $\times$ 160 CR.

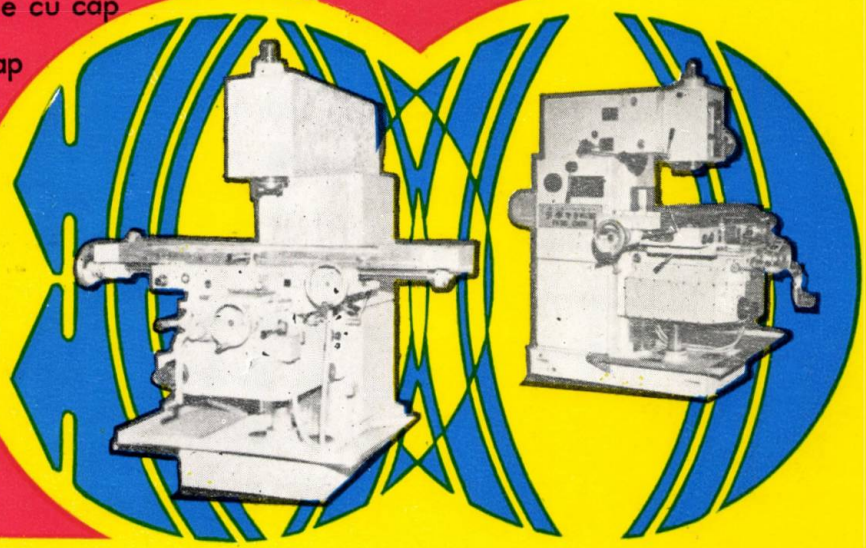
Sup. mesei . . mm . 360x 1600

Cursa long. . mm 1100

trans. . . . . mm 300

vertic. . . . . mm 450

Puterea electromotorului pr. . . . kW. 7,5

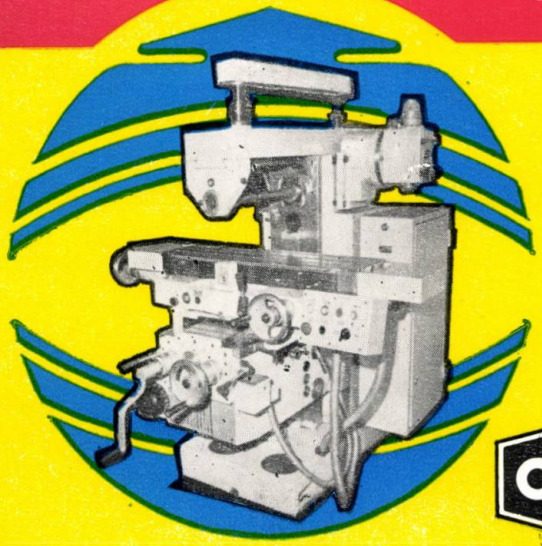


Noua maşină de frezat cu consolă FU 25 x 100 are o serie de calităţi :

- arhitectură modernă
- precizie ridicată de lucru
- productivitate şi rigiditate ridicată
- deservire uşoară şi comodă

FV 25 x 100 - Un set larg de accesorii normale şi speciale, permite utilizarea maşinii pentru cele mai diverse genuri de prelucrări, atît în producţia de serie mică sau unicate, cît şi de serie mare.

- sup- de lucru . . . . . mm . . . 25ox 1ooo
- Cursa long. . . . . mm 700
- trans. . . . . mm 250
- vertic. . . . . mm . . 350



CUGIR

1980 JUN 5

E 3279

- Echipamente hidroenergetice
- Recenzii
- Aniversări

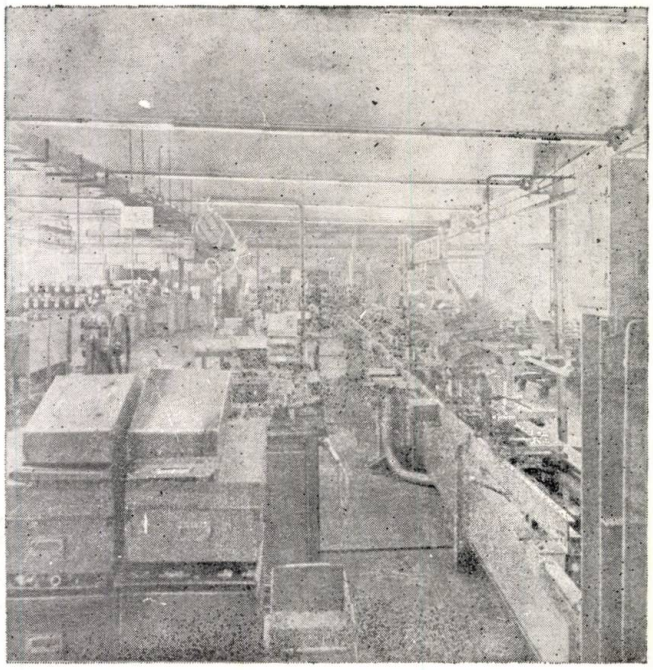
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

3

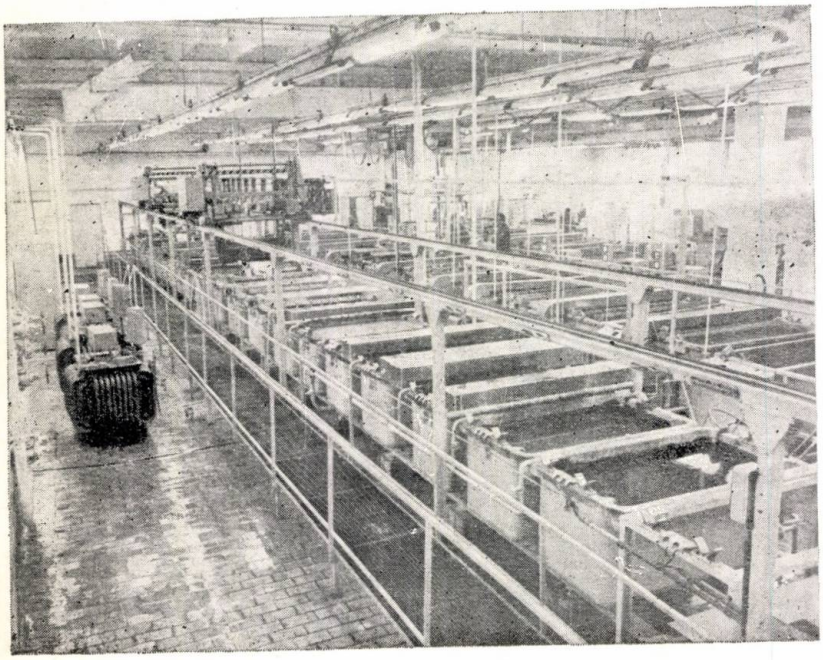
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ ANUL XXXII ■ MARTIE ■ 1980

REALIZARI
de prestigiu ale construcției de mașini
DIN ROMANIA

Linie pentru montajul pompelor de injecție
la Intreprinderea de mecanică fină - SINAIA



Linie automată de galvanizare
la Intreprinderea « ELECTROCONTACT » BOTOSANI



proiectate de **ICPTCM**;

institutul are ca activități principale :

- Cercetări şi experimentări de procedee tehnologice noi pentru industria constructoare de maşini
- Proiectarea de tehnologii pentru piese, subansambluri sau produse, inclusiv proiectarea maşinilor speciale, a liniilor, a dispozitivelor şi a sculelor aferente
- Execuţie de echipamente tehnologice proiectate şi asistenţă tehnică pentru punerea lor în funcţiune

ICPTCM

INSTITUTUL DE CERCETARI SI PROIECTARI TEHNOLOGICE PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCTIILOR DE MASINI

MECHANICAL ENGINEERING AND RESEARCH INSTITUTE
Telefon 83 21 70 75 651 BUCURESTI - Sector 5 Sos. Olteniței nr 105

ORSZÁGOS MŰSZAKI KÖNYVTÁRES DOKUMENTÁCIÓS KÖZPONT 1983

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXII, Nr. 3 martie, 1980

CUPRINS

Echipamente hidroenergetice

VOIA, I.: **Determinarea parametrilor energetici, cinematici și unghiulari pentru turbinele hidraulice cu reacțiune.** 107

ANTON, I., CÂMPIAN, V.: **Elemente privind corelația traseu hidraulic-rotor, la turbinele bulb și mașinile hidraulice axiale reversibile.** 114

ANCUȘA, V.: **Asupra trasării cîmpului hidrodinamic în secțiunea meridicană a unui rotor radial-axial.** 121

SANTĂU, I. E.: **Curbe caracteristice energetice ale rețelelor plane formate din profile avînd grosime și curbură mare.** 127

BRETAN, D., ILLYES, F., CSONTI, M.: **Hidroagregatul de tip bulb clasic pentru centrala hidroelectrică Slatina.** 131

MARTON, NATALIA: **Determinarea experimental-analitică a solicitărilor din statorul turbinelor hidraulice de tip bulb.** 134

MARTON, NATALIA, KLEIN, FLORENTINA, KOLATI, I., VOIA, I.: **Probleme ale calculului de rezistență la paletele de turbine hidraulice axiale.** 140

KOLATI, I.: **Determinarea experimentală a frecvențelor proprii ale paletelor directoare ale turbinelor hidraulice.** 143

GRANDO, I.: **Solicitările diodelor din sistemul de excitație rotativ al hidroagregatelor în timpul dezexcitării.** 145

VOIA, I., KLEIN, FLORENTINA: **Calculul regimurilor de deviraj ale turbinelor-pompe axiale.** 150

ROȘU, G., GAUDIER, G.: **Calculul vitezelor și accelerațiilor unghiulare la echipamentele hidromecanice rotative, cu viteză liniară constantă a elementului de acționare.** 154

VOIA, IULIA, SEEWALD, O.: **Particularități ale strunjirii rotorilor mari monobloc ai turbinelor hidraulice tip Francis.** 156

Recenzii

MAHALNISCHI, A.: **CRIȘAN, I., DOBRE, N. — Automatizarea montajului în construcția de mașini. Ed. Tehnică, București, 1979.** 159

Aniversări

* * *: **Evghenii Oscarovici Paton** 161

Consiliul științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu
Coordonator științific: ing. Iacob Voia

SUMARE

CZ : 621.224

Voia, I.: **Determinarea parametrilor energetici, cinematici şi unghiulari pentru turbinele hidraulice cu reacţiune.**

În lucrare se stabilesc relaţii pentru calculul caracteristicilor energetice (turaţii şi debite unitare), unghiulare şi cinematice ale turbinelor cu reacţiune în funcţie de turaţia specifică. Relaţiile prezentate permit o tratare unitară a tuturor tipurilor constructive de turbine hidraulice: Francis, Deriaz, Kaplan, bulb.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 3, 11 fig., 9 ref.

CZ : 621.224

Anton, I., Câmpian, V.: **Elemente privind corelaţia traseu hidraulic — rotor la turbinele bulb şi maşinile hidraulice axiale reversibile.**

Lucrarea prezintă interdependenţa dintre traseul hidraulic şi rotor la maşinile hidraulice axiale de tip bulb, turbine şi reversibile. Se analizează teoretic comportarea elementelor traseului şi se compară cu rezultate experimentale obţinute pe modele. Aceste analize oferă toate datele necesare stabilirii unor relaţii unitare de calcul a dimensiunilor principale ale părţilor componente ale maşinii axiale şi a elementelor asimptotice rotorului şi aparatului director.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 3, 10 fig., 5 tab., 11 ref.

CZ : 621.224 : 532.5

Ancuşa, V.: **Asupra cîmpului hidrodinamic în secţiunea meridiană a unui rotor radial-axial.**

Se prezintă o soluţionare numerică a problemei Dirichlet pentru funcţia de curent ψ. Se stabilesc condiţiile pe frontieră în cazul rotorului de pompă şi de turbină. Pentru soluţionarea prin metoda relaxării se dau relaţiile pentru interpolarea iniţială şi se arată metodica de calcul. Se prezintă rezultatele obţinute pentru un contur aparţinînd unei familii de rotoare de pompă.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 3, 7 fig., 8 ref.

CZ : 621.224

Santău, I.: **Curbe caracteristice ale reţelelor plane formate din profile aerodinamice avînd grosime şi curbură mare.**

Pe baza cercetărilor efectuate asupra a numeroase reţele de profile aerohidrodinamice avînd grosime şi curbură mare în lucrare sînt prezentate curbele caracteristice energetice universale ale acestora. Curbele caracteristice universale definesc zona optimă de funcţionare a profilelor avînd ca parametru pasul relativ sau unghiul de aşezare. Caracteristicile universale obţinute asigură alegerea energetic optimă a profilelor paletelor în proiectarea şi construcţia turbinelor de foraj.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 3, 7 fig., 2 tab., 4 ref.

CZ : 621.224

Bretan, D., Illyes, F., Csonti, M.: **Hidroagregatul de tip bulb clasic pentru CHE Slatina.**

Lucrarea tratează principalele rezultate obţinute în cadrul CCSITEH — Reşiţa, în direcţia asimilării cu forţe proprii în R. S. România, a hidroagregatului de tip bulb clasic destinat CHE Slatina din punct de vedere al determinării parametrilor tehnici, respectiv a soluţiilor constructive adoptate pentru hidroagregatul industrial.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 3, 2 fig., 1 tab.

CZ : 621.224

Marton, Natalia: **Determinarea experimental analitică a solicitărilor din statorul turbinelor hidraulice de tip bulb.**

În lucrare este prezentată o metodă experimental-analitică de determinare a solicitărilor în statorul hidroagregatului de tip bulb. Adoptînd o anumită schemă de amplasare a TER (Traductoare electrotensometrice rezistive) în secţiunile de încastrare ale coloanelor statorice, se măsoară deformaţiile în punctele corespunzătoare şi se calculează forţele şi momentele din centrul de greutate al secţiunilor respective. Cunoaşterea acestora permite calcularea eforturilor unitare în orice punct al zonelor de încastrare. Metoda poate fi aplicată şi la alte construcţii statice nedeterminate.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 3, 6 fig., 3 ref.

CZ : 621.224 : 621-22

Marton, Natalia, Klein, Florentina, Kolati, I., Voia, I.: **Probleme ale calculului de rezistenţă al paletelor turbinelor hidraulice axiale.**

În lucrare sînt prezentate metoda, algoritmul şi structura programului pentru calcularea frecvenţelor proprii şi a solicitărilor paletelor turbinelor axiale pe calculatorul FELIX C-256.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 3, fig., 1 tab., 8 ref.

CZ.: 621.224 : 621-22

Kolati, I.: **Determinarea experimentală a frecvenţelor proprii ale paletelor directoare ale turbinelor hidraulice.**

În lucrare se prezintă rezultatele experimentale, obţinute prin metoda rezonanţei, la determinarea frecvenţelor proprii ale paletelor directoare. Se arată, de asemenea, influenţa anumitor factori externi asupra frecvenţelor de rezonanţă. Pentru determinarea frecvenţelor proprii, se apelează la teoria similitudinii utilizînd în acest scop modele la scară redusă, atît pentru estimarea frecvenţelor, cît şi pentru analiza influenţei diferiţilor factori constructivi sau funcţionali asupra lor.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 3, 9 fig., 2 tab. 5 ref.

CZ : 621.224

Grando, I.: **Solicitările diodelor din sistemul de excitaţie rotativ al hidrogeneratoarelor în timpul dezexcitării.**

Lucrarea prezintă solicitările la care sînt supuse diodele în sistemul de excitaţie cu redresor rotativ în timpul dezexcitării. Lucrarea stabileşte un criteriu de alegere a diodelor ţinînd cont de aceste solicitări, iar în final prezintă unele soluţii clasice de limitare a acestora, pentru a obţine o încărcare raţională a diodelor în regimul staţionar cît şi în cel tranzitoriu.

Construcţia de maşini, 32 (1980)' nr. 3, 6 fig., 3 ref.

CZ : 621.224

Voia, I., Klein, Florentina: **Calculul regimurilor de deviraj ale turbinelor — pompe axiale.**

Se prezintă modelul matematic pentru calculul cu ajutorul calculatorului numeric a regimurilor de deviraj pentru turbinele - pompe axiale. Extinderea metodei de calcul al fenomenului de ambalare [2, 3] la calculul devirajului permite analiza fenomenului în faza de proiectare şi stabilirea legilor raţionale pentru organele de reglare. Metoda necesită caracteristicile de debite şi momente în trei cadrane. Rezultatele calculului prezintă evoluţii similare metodelor grafo-analitice cunoscute din literatură [1].

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 3, 2 fig., 5 ref.

CONTENTS

DC : 621.224

Voia, I.: **Determination of the power, kinematic and angular parameters of the hydraulic reaction turbines.**

The author establishes the relations used for calculation of the power (rotations and unit output), angular kinematic features of reaction turbines, depending on their specific rotation. These relations permit a unitary handling of all types of hydraulic turbines: Francis, Deriaz, Kaplan etc.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 11 fig., 9 ref.

DC : 621.224

Anton, I., Cîmpian, V.: **Elements of the hydraulic diagram-impeller correlation in bulb-type turbines and reversible hydraulic axial machines.**

The work presents the interdependence of the hydraulic plot and the impeller in bulb-type hydraulic axial machines, turbines and reversible machines. The author analyses theoretically the behaviour of the diagram elements and compares them with the experimental results achieved on models. These analyses provide all the necessary data for the setting up of unitary calculation relations for the main dimensions of the axial machine components and for the asymptotic elements of the impeller and directing gear.

Construcţia de maşini, 3 (1980), no. 3, 10 fig., 5 tab., 11 ref.

DC : 621.224 : 532.5

Ancuşa, V.: **Plotting the hydrodynamic field in the meridian section of a radial-axial rotor.**

The author provides a digital solution to the Dirichlet problem for the ψ curent function, setting up the limitation condition in the case of pump and turbine rotors. He provides also the initial interpolation relations and the calculation method for solving by the relaxation method. The paper presents the solutions achieved for the outline of a pump rotors family.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 7 fig., 8 ref.

DC : 621.224

Santău, I.: **Characteristic curves of plane networks of aero-hydrodynamic sections of great thickness curvature.**

Based on research carried out into numerous networks of aero-hydrodynamic sections of great thickness and curvature, the paper describes their universal characteristic power curves. The universal characteristic curves define the optimum operating area of the sections whose parameters are the relative pitch or the relief angle. The universal characteristics achieved secure an optimum power selection of the blade sectors in designing and building drilling turbines.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 7 fig., 2 tab., 4 ref.

DC : 621. 224 : 621-32

Marton, Natalia, Klein, Florentina, Kolati, I., Voia, I.: **Strength calculation problems of hydraulic axial turbine blades.**

The paper presents the method, algorithm and programme pattern for the calculation of natural frequencies and stresses occurring in axial turbine blades, using a FELIX C-256 computer.

Construcţia de maşini 32, (1980), no. 3, 3 fig., 1 tab., 8 ref.

DC : 621.224 : 621-22

Kolati, I.: **Experimental determination of the natural frequencies of hydraulic turbines quide blades.**

The paper describes the experimental results achieved by the resonance method in determining the natural frequencies of guide blades, taking account of the influence of certain external factors on resonance frequencies. In order to determine the neutral frequencies one resorts to the theory of similarity, using small scale models in estimating the frequencies as well as in analysing the influence of various structural or functional factors on them.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 9 fig., 2 tab., 5 ref.

DC : 621.224

Bretan, D., Illyes, F., Csonti, M.: **Conventional bulb-type hydraulic turbine for the Slatina hydropower station.**

The paper describes the main results achieved at CCSITEH — Reşiţa in developing a conventional hydraulic bulb-type turbine for the Slatina hydropower station: the determination of the technical parameters and the structural solutions adopted.

Construcţia de maşini 32 (1980), no. 3, 2 fig., 1 tab.

DC : 621.224

Marton, Natalia: **Analytical-experimental determination of the stresses occurring in the impeller of hydraulic bulb-type turbines.**

The paper describes an analytical-experimental method of determining the stresses occurring in the impeller of hydraulic bulb-type turbines. Adopting a definite location diagram of the TER ((Resistive electro-tensometric transducer) in the section where the impeller columns are embedded, one measures the deformations occuring in the corresponding spots, calculating the forces and moments of the gravity centre of the respective sections. The results permit to calculate the unit loading in any spot of the embedding areas. This method can be applied also in developing other undetermined static constructions.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 6 fig., 3 ref.

DC : 621.224

Grando, I.: **Stresses occurring in the diodes of the rotary excitation system of hydrogenerators during the de-excitation.**

The paper describes the stresses occurring in the diodes of the rotaring rectifier excitation system during the de-excitation. The author sets up a diode selection criterion, taking account of these stresses, presenting several conventional ways of limiting them with the view of achieving a rational loading of diodes both during the steady state and transitory regime.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 6 fig., 3 ref.

DC : 621.224

Voia, I., Klein, Florentina: **Calculation of the unwinding conditions in axial turbine-pumps.**

The authors present a mathematical model for digital computer-based calculation of the unwinding conditions in axial turbine-pumps. The extension of the method used in calculating the racing phenomenon (2, 3) to the calculation of unwinding permits to analyse the phenomenon during the designing stage and to set up the rational laws which govern the regulation components. The method is based on outputs and moments characteristics recorded in three quadrants. The calculus results present evolutions similar to the graphical-analytical methods to be found in specialist literature (1).

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 2 fig., 5 ref.

SOMMAIRE

CD : 621.224

Voia, I. : **Détermination des paramètres énergétiques, cinématiques et angulaires pour les turbines hydrauliques à réaction.**

Cet ouvrage établit les relations pour le calcul des caractéristiques énergétiques (vitesses de rotation et débits unitaires), angulaires et cinématiques des turbines à réaction, en fonction de la vitesse de rotation spécifique. Les relations présentées permettent un traitement unitaire de tous les types constructifs de turbines hydrauliques : Francis, Deriaz, Kaplan, bulbe.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 11 fig., 9 ref.

CD : 621.224

Anton, I., Cîmpian, V. : **Éléments concernant la corrélation trajet hydraulique-rotor des turbines bulbe et des machines hydrauliques axiales, réversibles.**

Cet ouvrage présente l'interdépendance entre le trajet hydraulique et le rotor des machines hydrauliques axiales de type bulbe, turbines et réversibles. On analyse théoriquement le comportement des éléments du trajet et on le compare avec les résultats expérimentaux obtenus sur modèles. Ces analyses offrent toutes les données nécessaires à l'établissement de relations de calcul unitaires des principales dimensions des parties composantes de la machine axiale et des éléments asymptotiques du rotor et de l'appareil directeur.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 10 fig., 5 tab., 11 ref.

CD : 621.224 : 532.5

Ancuşa, V. : **Informations concernant le traçage du champ hydrodynamique en section méridienne d'un rotor radial-axial.**

On présente une solution numérique du problème Dirichlet pour la fonction de courant ψ. On établit les conditions de frontière dans le cas du rotor de pompe et de turbine. Pour solutionner, selon la méthode de relaxage, on indique les relations pour l'interpolation initiale et on montre la méthodique de calcul. On présente les résultats obtenus pour un contour appartenant â une famille de rotors de pompe.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 7 fig., 8 ref.

CD : 621.224

Santău, I. : **Courbes caractéristiques des réseaux plans formés de profilés aérohydrodynamiques ayant de grandes épaisseur et courbure.**

En vertu des recherches effectuées sur de nombreux réseaux de profilés aérohydrodynamiques de grandes épaisseur et courbure, on présente dans cet ouvrage les courbes caractéristiques énergétiques universelles de ces profilés. Les courbes caractéristiques universelles définent la zone optimale de fonctionnement des profilés ayant comme paramètre le pas relatif ou l'angle de position. Les caractéristiques universelles obtenues assurent le choix optimal du point de vue énergétique des profilés des palettes lors de l'élaboration du projet et de la construction des turbines de forage.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 7 fig., 2 tab., 4 ref.

CD : 621.224

Bretan, D., Illyes, F., Csonti, M. : **Le groupe hydraulique de type bulbe classique pour CHE Slatina.**

L'ouvrage relate les principaux résultats obtenus dans le cadre de CCSITEH — Reşiţa, en vue d'assimiler la construction du groupe hydraulique de type bulbe classique, destiné à CHE Slatina, du point de vue de la détermination des paramètres techniques, notamment les solutions constructives adoptées pour le groupe hydraulique industriel.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 2 fig., 1 tab.

CD : 621.224

Marton, Natalia : **Détermination expérimentale analytique des contraintes dans le stator des turbines hydrauliques de type bulbe.**

L'ouvrage présente une méthode experimentale-analytique de détermination des contraintes dans le stator du groupe hydraulique de type bulbe. En adoptant un certain schéma d'emplacement du TER (traducteur électro-tensiométrique résistif) dans les sections d'encastrement des colonnes du stator, on mesure les déformations résultant dans les points correspondants et on calcul les forces et les moments du centre de gravité des sections respectives. La connaissance de ces données permet de calculer les efforts unitaires dans n'importe quel point des zones d'encastrement. Cette méthode peut être appliquée aussi à d'autres constructions statiques non-déterminées.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 6 fig., 3 ref.

CD : 621.224 : 621-22

Marton, Natalia, Klein, Florentina, Kolati, I., Voia, I. : **Problèmes posés par le calcul de résistance des palettes des turbines hydrauliques axiales.**

L'ouvrage présente la méthode, l'algorytme et la structure du programme pour le calcul des fréquences propres et des contraintes des palettes des turbines axiales à l'aide de la calculatrice FELIX C-256.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 3 fig., 1 tab., 8 ref.

CD : 621.224 : 621-22

Kolati, I. : **Détermination expérimentale des fréquences propres des palettes directrices des turbines hydrauliques.**

L'ouvrage présente les résultats expérimentaux obtenus en appliquant la méthode de la résonance pour déterminer les fréquences propres des palettes directrices. On montre également l'influence qu'exercent certains facteurs extérieurs sur les fréquences de résonance. En vue de déterminer les fréquences propres, on fait appel à la théorie de la similitude en utilisant, à cet effet des modèles à échelle réduite, aussi bien pour l'estimation des fréquences que pour l'analyse de l'influence exercée par différents facteurs constructifs ou fonctionnels.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 9 fig., 2 tab., 5 ref.

CD : 621.24

Grando, I. : **Les contraintes des diodes du système d'excitation rotatif des hydro-alternateurs durant la désexcitation.**

L'ouvrage présente les contraintes auxquelles sont soumises les diodes dans le système d'excitation à redresseur rotatif durant la désexcitation. L'ouvrage définit un critère de choix des diodes en tenant compte de ces contraintes, présentant finalement une série de solutions classiques, capables de limiter ces contraintes, afin d'obtenir une charge rationnelle des diodes en régimes stationnaire et en régime transitoire.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 6 fig., 3 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.224

Voia, I. : **Die Berechnung der energetischen, kinematischen und der Winkelparameter der Rückstoßturbinen.**

In der Abhandlung werden die Beziehungen für die Berechnung der energetischen (einheitlichen Tourenzahl und Leistung), Winkel und kinematischen Kennwerte der Ruckstoßturbinen je nach der spezifischen Drehzahl ermittelt. Die angegebenen Beziehungen ermöglichen eine einheitliche Behandlung aller Wasserturbinenbautypen : Francis-, Deriaz-, Kaplan- und Wulstturbinen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 3, 11 Bild., 9 Lit.

DK : 621.224

Anton, I., Cîmpian, V. : **Elemente, die sich auf die Wechselbeziehung Wasserströmung-Laufrad bei den Wulstturbinen und den axialen Umsteuerungsturbinen beziehen.**

In der Abhandlung wird die gegenseitige Abhängigkeit zwischen der Wasserströmung und dem Laufrad bei den axialen Wasserkraftmaschinen vom Typ Wulst, bei den Wasserturbinen und den Umsteuerturbinen gezeigt. Das Verhalten der Strömungselemente wird theoretisch analysiert und mit den auf Modellen erzielten experimentellen Ergebnissen verglichen. Diese Analysen bieten alle erforderliche Daten, die für die Ermittlung der einheitlichen Beziehungen zur Berechnung der wichtigsten Bestandteile der axialen Kraftmaschine und der asymptotischen Elemente des Laufrades und des Lenkgeräts notwendig sind.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 3, 10 Bild., 5 Taf., 11 Lit.

DK : 621.224 : 532.5

Ancuşa, V. :, **Bezüglich der Trassierung der hydrodynamischen Feldlinien im Meridianschnitt des radial-axialen Laufrades.**

Beschrieben wird eine numerische Lösung des Dirichlet-Problems für die Strömungsfunktion ψ. Es werden die Bedingungen an der Grenze im Falle des Pumpenrades und des Turbinenlaufrades festgelegt. Zur Lösung mittels des Relaxionsverfahrens werden die Beziehungen für die ursprüngliche Interpolation angegeben und die Berechnungsmethode veröffentlicht. Es werden die für den Umriß einer Pumpenradfamilie ermittelten Ergebnisse bekannt gegeben.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 3, 7 Bild., 8 Lit.

DK : 621.224

Santău, I. : **Kennzeichnende Kurven für die Plangitter, die aus Stromlinienprofilen mit großer Stärke und Krümmung entstehen.**

Aufgrund der auf zahlreichen Plangittern mit großer Stärke und Krümmung durchgeführten Untersuchungen werden in der vorliegenden Abhandlung die kennzeichnenden universellen energetischen Kurven dieser Profile veröffentlicht. Die kennzeichnenden universellen Kurven bestimmen die optimale Betriebszone der Profile, deren Parameter die relative Steigung oder der Anstellwinkel ist. Die erzielten universellen Kennwerte sichern eine energetisch optimale Wahl der Schaufelprofile in der Planung als auch im Bau der Bohrturbinen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 3, 7 Bild., 2 Taf., 4 Lit.

DK : 621.224

Bretan, D., Illyes, F., Csonti, M. : **Das für das Wasserkraftwerk Slatina bestimmte Hydroaggregat vom Typ klassischer Wulst.**

Die Arbeit hat die im Rahmen von CCSITEH – Reşiţa erzielten Ergebnisse hinsichtlich der Produktionsaufnahme des für das Wasserkraftwerk Slatina bestimmten Hydroaggregats vom Typ klassischer Wulst vom Standpunkt der Ermittlung der technischen Kennwerte, bzw. der für die Erstelung des industriellen Hydroaggregats angenommenen Baulösungen zum Gegenstand.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 3, 2 Bild., 1 Taf.

DK : 621.224

Marton, Natalia : **Die experimental analytische Bestimmung der Beanspruchungen im Stator der Wasserturbinen vom Typ Wulst.**

Die Abhandlung hat die experimental analytische Bestimmung der Beanspruchungen im Stator der Wasserkraftmaschinen vom Typ Wulst zum Gegenstand. Durch Anwendung eines bestimmten Schemas zur Aufstellung der TER (revistiven Dehnstreifengeber) in den Einspannquerschnitt der Statorkolonnen werden die Verformungen in den entsprechenden Punkten gemessen und die Kräfte und Momente im Schwerpunkt der entsprechenden Querschnitte berechnet. Ihre Erkennung ermöglicht die Berechnung der Belastung auf der Flächeneinheit in jedwelchem Punkt der Einspannquerschnitte. Die Methode läßt auch für andere unbestimmte statische Bauarten anwenden.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 3, 6 Bild., 3 Lit.

DK : 621.224 : 621-22

Marton, Natalia, Klein, Florentina, Kolati, I., Voia, I. : **Probleme der Widerstandsberechnung bei den Schaufeln der axialen Wasserturbinen.**

Die Abhandlung hat die Methode, den Algorhytkmus und die Struktur des Programms für die Berechnung der eigenen Frequenzen und der Schaufelbeanspruchungen bei den axialen Wasserturbinen mit Hilfe des Rechners FELIX C-256 zum Gegenstand.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 3, 3 Bild., 1 Taf., 8 Lit.

DK : 621.224 : 621-22

Kolati, I. : **Die experimentale Ermittlung der Eigenfrequenzen für die Stützschaufeln der Wasserturbinen.**

Im Artikel werden die durch die Resonanzmethode erzielten Ergebnisse in der Ermittlung der Eigenfrequenzen der Schützschaufeln präsentiert. Ferner wird der Einfluß bestimmter Außenfaktoren auf die Resonanzfrequenzen beschrieben. Zur Ermittlung der Eigenfrequenzen wird die Ähnlichkeitstheorie benutzt und zu diesem Zwech werden Modellen in verkleinertem Maßstab sowohl für die Wertung der Frequenzen als auch für die Analyse des durch die verschiedenen bautechnischen und funktionellen Faktoren auf sie ausgeübten Einflusses verwendet.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 3, 9 Bild., 2 Taf., 5 Lit.

DK : 621.224

Grando, I. : **Die Beanspruchungen der Dioden aus dem rotierenden Erregungssystem der Hydrogeneratoren während der Aberregung.**

In der Arbeit werden die Beanspruchungen, die auf die Dioden aus dem Erregungssystem mit rotierendem Gleichrichter während der Aberregung einwirken, präsentiert. Es wird ein Kriterium für die Auswahl der Dioden festgelegt das diese Beanspruchungen berücksichtigt und abschließend werden einige klassische Lösungen zu ihrer Begrenzung um eine rationelle Belastung der Dioden in stationärer als auch in nichtstationärer Betriebsart zu erzielen dargestellt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 3, 6 Bild., 3 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.224

Воя, Я : **Определение энергетических, кинематических и угловых параметров для реактивных гидравлических турбин.**

В работе определяются соотношения для расчета энергетических, кинематических и угловых свойств (единые числа оборотов и дебиты) реактивных турбин в зависимости от специфических чисел оборотов. Представленные соотношения обеспечивают единую трактовку всех конструктивных типов гидравлических турбин : Франсис, Дериаз, Каплан. балб.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 3, 11 рис., 9 лит.

ДК : 621.224

Антон, И., Кымпиан, В : **Элементы соотношения гидравлическая трасса — ротор у турбин типа балб и ревертивных гидравлических осевых машин.**

Работа представляет взаимоотношение между гидравлической трассой и ротором у гидравлческих осевых машин типа балб, турбинными и реверсивными. Теоретически анализируются поведение элементов трассы и сравнивается с опытными результатами на моделях. Эти анализы дают все данные, необходимые для определения ряда единых соотношений расчета главных размеров составных частей осевых машин и асимптотических элементов ротора и управляющего аппарата.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 3, 10 рис., 5 таб., 11 лит.

ДК : 621.224 : 532.5

Анкуша, В. **О трассировке гидродинамического поля в меридианном сечении радиально-осевого ротора.**

Представляется численное решение вопроса Диришлет для функции тока ψ. Определяются граничные условия в слуае насосного и турбинного ротора. Для решения методом изнеможения даются соотношения для начальной интерполяции и методика рачета. Днются результаты, полученные для контура, принадлежащего семьи насосных роторов.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 3, 7 рис., 8 лит.

ДК : 621.224

Сантэу, И. : **Характерные кривые плоских сетей, формированных из аэрогидродинамических профилей крупной толщины и кривизны.**

На основе исследований над многими сотями нэрогидродинамических профилей крупной толщины и кривизны, в работе описаны их универсальные характерные энерготические кривые. Универсальные характерные кривые определяют оптимальную зану фунционирования профилей, имеющих в качестве показателя относительный шаг или угол расположения. Полученные универсальные характеристики обеспечивают оптимальный энергетический выбор профилей лопаток в проектировании и строительство буровых турбин.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 3, 7 рис., 2 таб., 4 лит.

ДК : 621.224

Бретан, Д., Илиеш, Ф., Чонти, М. : **Классический гидроагрегат типа балб для ГЭО — Слатина.**

Работа трактует главные результаты, полученные в рамках CCSITEH—Решица, по вопросу освоения классического гидроагрегата типа балб, предназначенного для ГЭО — Слатина, с точки зрения определения технических показателей, т.е. конструктивных решений-принятых для промышленного гидроагрегата.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 3, 2 рис., 1 таб.

ДК : 621.224

Мартон, Наталия : **Аналитически опытное определение усилий в статоре гидравлических турбин типа балб.**

Работа описывает аналитически опытный метод определения усилий в статоре гидроагрегата типа балб. Принимая данную схему расположения РЭД в сечениях вставки статорных колон, измеряются деформации в соответствующих пунктах и расчитываются тилы и моменты центра тяжести этих сечений. Ознакомление с ними содействует расчитывать единых усилий в любом пункте зон вставки. Метод можно применять и при других неопределенных статических конструкциях.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 3, 6 рис., 3 лит.

ДК : 621.224 : 621-22

Мартон, Наталия, Клайн, Флорентина, Колати, Ю. Воя, Я. : **Вопросы расчета прочности лопаток гидравлических осовых турбин.**

В работе описаны метод, алгоритм и структура программы для расчета собственных частот и усилий лопаток осевых турбин, на вычислительной машине ФЕЛИКС С-256.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 3, 3 рис., 1 таб., 8 лит.

ДК : 621.224 : 621-22

Колати, Ю : **Опытное определение собственных частот управляющих лопаток гидравлических турбин.**

В работе даются опытные результаты, полученные методом резонанса при определении собственных частот управляющих лопаток. Описывается также влияние ряда наружных факторов на резонансывые частоты. Для определения собственных частот применяется теория сходства, используя модели пониженного масштаба, как для определения частот, так и для анализа влияния различных конструктивных или функциональных факторов на них.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 3, рис., 1 таб., 8 лит.

ДК : 621.224

Грандо, И. : **Усилия диодов ротационной системы возбуждения гидрогенераторов во время исчезновения возбуждения.**

Работа описывает усилия которым подвергаются диоды системы возбуждения с ротационным выпрямителем во время исчезновения возбуждения. Работа пределяет критерий выбора диодов, учитывая эти усилия, и к концу представляет ряд классических решений ограничения этих усилий, чтобы получить рациональную нагрузку диодов в стационарном режиме и в переходном.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 3, 6 рис., 3 лит.

ДК : 621.224

Воя, Я., Клайн, Флорентина : **Расчет режимов уклона осевых насосных турбин,**

Работа описывает математическую модель для расчета при помощичислового компютера режимов осевых ниян нгрузки (2,3) к расчету уклона позволяет анализ насосных турбин. Расширение расчетного метода явлеявления в проектной фазе и определение рациональных законов для регулировочных органов. Метод требует характеристики добита и момента на 3 блатах. Розультаты расчета свидетельствуют об эвалюции, подобной графоаналитическим методам, известным в литературе.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 3, 2 рис., 5 лит.

CZ : 621.224

Roşu, G., Gaudier, G.: **Calculul vitezelor şi accesoriilor unghiulare la echipamentele hidromecanice rotative cu viteză liniară constantă a elementului de acţionare.**

Regimul staţionar în acţionările uzuale ale echipamentelor hidromecanice rotative este caracterizat printr-o viteză liniară constantă a elementului de acţionare ceea ce determină o mişcare de rotaţie variată a echipamentului. În cadrul lucrării se prezintă o metodă practică de calcul a vitezelor şi acceleraţiilor unghiulare ce apar într-o astfel de funcţionare.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 3, 3 fig., 2 tab., 1 ref.

CZ : 621.224

Voia, Iulia, Seewald, O.: **Particularităţi ale strunjirii rotorilor mari monobloc ai turbinelor hidraulice tip Francis.**

Se prezintă rezultatele unor cercetări de laborator asupra parametrilor regimului de aşchiere la rotorii monobloc Francis, turnaţi din oţeluri inoxidabile. Piesele au fost strunjite (pe strung carusel şi strung cu vîrf) în trei etape : detaşarea maselotelor, degroşare şi finisare. S-a constatat că :

— detaşarea maselotei se poate realiza numai cu cuţite pe care s-au lipit plăcuţe aşchietoare confecţionate din carburi tenace (P 50) ;

— strunjirea de degroşare se realizează după o recoacere de omogenizare şi după remanierea defectelor prin sudare ;

— strunjirea de finisare nu pune probleme deosebite legate de asigurarea preciziei dimensionale a formei geometrice şi a rugozităţii suprafeţelor prelucrate. Strunjirea cu : $t = 0{,}2$ mm ; $s = 0{,}2$ mm/rot şi $v = 50$—60 m/min, a condus la rezultate satisfăcătoare.

Construcţia de maşini, 32 (1980), fig., 2 tab., 3 ref.

DC : 621.224

Roşu, G., Gaudier, G.: **Calculation af angular speeds and accelerations of rotary hydromechanical installations with constant linear speed driver.**

The steady state in the usual actuation of rotary hydromechanical installations is characterized by the constant linear speed of the driver and this determines a varied rotation of the installation. The paper presents a practical method of calculating the angular speeds and accelerations which appear under these operating conditions.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 3 fig., 2 tab., 1 ref.

DC : 621.224

Voia, Iulia, Seewald, O.: **Turning of large cast solid impellers of francis type hydraulic turbines.**

The paper presents the laboratory research results regarding the turning conditions of cast solid stainless steel impelers of Francis turbines. The three turning stages (using vertical lathes and centre lathes) are : dead-head removal ; roughing ; finishing. The research has proved that :

— the dead-head can be removed only by means of hard carbidetipped cutters (P 50) ;

— rough turning can be carried out only after homogenizing, annealing and fault alteration by welding ;

— the finish turning does not imply particular problems regarding the dimensional accuracy, the geometry and rugosity of processed surfaces. The $t = 0{,}2$ mm ; $s = 0{,}2$ mm/rot and $v = 50 \ldots 60$ m/min turning has yielded satisfactory results.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 2 fig., 2 tab., 3 ref.

CD : 621.24

Voia, I., Klein, Florentina : **Calcul des régimes de dévirage des turbines-pompes axiales.**

On présente le modèle mathématique pour le calcul des régimes de dévirage des turbines-pompes axiales, en utilisant la calculatrice numérique. L'application de la méthode de calcul du phénomène d'emballement (2, 3) au calcul du dévirage permet d'analyser le phénomène lors de la phase du projet et d'établir les lois rationnelles pour les organes de réglage. La méthode exige les caractéristiques de débits et de moments en trois cadrans. Les résultats du calcul présentent des évolutions semblables à celles des méthodes grapho-analytiques déjà diffusées par la littérature [1].

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 2 fig., 5 ref.

CD : 621.24

Roşu, G., Gaudier, G.: **Calcul des vitesses et des accélérations angulaires des équipements hydromécaniques rotatifs à vitesse linéaire constante de l'élément d'actionnement.**

Dans le cas des actionnements usuels des équipements hydromécaniques rotatifs, le régime stationnaire se caractérise par une vitesse linéaire constante de l'élémente d'actionnement, ce qui détermine un mouvement de rotation varié de l'équipement. Dans le cadre de cet ouvrage, on présente une méthode pratique de calcul des vitesses et des accélérations angulaires apparaissant lors d'un fonctionnement de ce genre.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 3 fig., 2 tab., 1 ref.

CD : 621.24

Voia, Iulia, Seewald, O.: **Particularités du tournage des grands rotors monoblocs des turbines hydrauliques type Francis.**

On présente les résultats d'une série de recherches en laboratoire concernant les paramètres du régime de coupe des rotors monoblocs Francis, coulés en aciers inoxydables. Les pièces ont été tournées (sur tour à plateau horizontal et tour à pointe) en trois étapes : détachement des masselottes, dégrossissage et finissage. On a constaté les faits suivants :

— le détachement de la masselotte peut être réalisé seulement à l'aide de couteaux sur lesquels ont été fixées des plaquettes de coupe confectionnés en carbures tenaces (P 50) ;

— le tournage de dégrossissage est réalisé après une retrempe d'homogénéisation et après avoir remédié les défauts par soudure ;

— le tournage de finissage ne pose pas de problèmes particuliers au sujet de la précision dimensionnelle, de la forme géométrique et de la rugosité des surfaces usinées. Le tournage dans les conditions : $t = 0{,}2$ mm ; $s = 0{,}2$ mm/tr et $v = 50$—60 m/mn a fourni des résultats satisfaisants.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 3, 2 fig., 2 tab., 3 ref.

DK : 621.224

Voia, I., Klein, Florentina : **Die Berechnung der Umschlagsbetriebsarten für die axialen Pumpenturbinen.**

Präsentiert wird das mathematische Modell für die Berechnung der Umschlagsbetriebsarten für die axialen Pumpenturbinen mit Hilfe des Digitalrechners. Die Ausweitung der Berechnungsmethode für die Erscheinung des Hochfahrens [2, 3] auf die Umschlagberechnung ermöglicht die Festlegung der rationellen Gesetze für die Regelorgane. Die Methode erfordert die Durchsatz- und Momentkennwerte auf drei Ablesescheiben. Die Berechnungsergebnisse zeigen Entwicklungen, die den aus der Literatur [1] bekannten grapho-analytischen Methoden ähnlich sind.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 2 Bild., 5 Lit.

DK : 621.224

Roşu, G., Gaudier, G.: **Die Berechnung der Winkelgeschwindigkeiten und — beschleunigungen für die rotierenden hydromechanischen Ausrüstungen mit konstanter Lineargeschwindigkeit der Antriebselemente.**

Die stationäre Betriebsart für die üblichen Antriebe der rotierenden hydromechanischen Ausrüstungen wird durch eine konstante Lineargeschwindigkeit des Antriebsmoments kennzeichnet wodurch eine unterschiedliche Drehbewegung der Ausrüstung bewirkt wird. In der Abhandlung wird eine praktische Methode zur Berechnung der Winkelgeschwindigkeiten und — beschleunigungen, die während einer solchen Betriebsart auftreten, präsentiert.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 3, 3 Bild., 2 Taf., 1 Lit.

DK : 621.224

Voia, Iulia, Seewald, O.: **Besonderheiten des Abdrehverfahrens bei den großen Monoblocklaufrädern der Francis-Turbinen.**

Beschrieben werden die Ergebnisse einiger Laboruntersuchungen, die sich auf Parameter der spanabhebenden Bearbeitung der aus nichtrostenden Stählen gegossenen Francis — Monoblocklaufräder beziehen. Die Werwteile wurden in drei Etappen (auf Karussell und Spitzendrehmaschinen) zur Auf. gußabtrennung, zum Schruppen und Schlichten abgedreht. Dabei wurde festgestellt, daß :

— die Aufgußabtrennung nur mit Drehmeiseln, die mit Hartmetallplättchen (P 50) bestückt wurden, erfolgen kann ;

— das Schruppen nach einer Ausgleichglühung und nach der Beseitigung der Gießfehler durch Schweißen durchgeführt werden kann ;

— Das Schlichten keine besondere Probleme hinsichtlich der Genauigkeit der Abmessungen, der geometrischen Form und der Rauhigkeit der bearbeiteten Flächen aufweist. Das Abdrehen mit $t=0{,}2$ mm, $s=0{,}2$ mm/U und $v=50$—60 m/min führte zu zufriedenstellenden Ergebnissen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 3, 2 Bild., 2 Taf., 3 Lit.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3

ATTENTION !

Les lectures étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

ДК : 621.224

Рошу, Г., Годне, Г.: **Расчет скоростей и угловых акцелераций ротационного гидромеханичекого оборудования с постоянной линейной скоротью приводного элемента.**

Стационарный режим текущих приводных элементов ротационного гидромеханического оборудования характеризуется постоянной линейной скоростью приводного элемента, что обуславливает переменное ротационное движение оборудования. Представляется практический метод расчета скоростей и угловых акцелераций, появляющих при таком функционировании.

Construcţia de maşini, 32 (1980), н. 3, 3 рис., 2 таб., 1 лит.

ДК : 621.224

Воя, Я., Сивальд, О. : **Отличительные свойства расточки крупных моноблочных роторов гидравлических турбин типа Франсис.**

Работа дает результаты ряда лабораторных исследований о показателях расточного режима моноблочных роторов Франсис из нержавеющей стали. Детали были расточены (на карусельном и с концом) в трех этапах : удаление прибыли, обестолщение, отделка. Констатировали :

— удаление прибыли можно существовать лишь ножами, на которых были наклеены расточные плитки из твердых сплавов (Я 50) ;
— обестолщение осуществляется после гомогенизирующего отжига и после устранения дефектов сваркой;
— отделка не представляет трудностей, твязанных с обеспечиванием прецизионности размеров, геометрической формы и шероховатости обработанных поверхностей.

Расточка $t=0{,}2$ мм ; $s=0{,}2$ мм/аб и $v=50$—60 м/мин. вела к удовлетворительным результатам.

Construcţia de maşini, 32 (1980), н. 3, 2 рис., 2 таб., 3 лит.

ACHTUNG !

Ausländische Leser Können sich durch ILEXIM — Serviciul export-import presă, P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137. Telex 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 14., sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM, 30.15.5.16.70.02.06. BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 5, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : 70 lei anual. Costul unui exemplar : 8 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploieşti", str. Vasile Lupu, nr. 45.

CZ : 621.224

Determinarea parametrilor energetici, cinematici și unghiulari pentru turbinele hidraulice cu reacție

Dr. ing. Iacob **VOIA** — Centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice (C.C.S.I.T.E.H.) — Reșița

Introducere

În studiul turbinelor hidraulice, problema determinării parametrilor energetici, cinematici și unghiulari, în funcție de turația specifică, este o preocupare de bază. Se caută, astfel, elemente pentru calculul hidraulic al noilor modele, pe baza datelor obținute deja pe alte modele.

În lucrare se prezintă o metodă de calcul corelat al elementelor hidrodinamice ale rotorilor de turbine hidraulice, utilizînd pentru definirea modelului turația specifică n_s calculată cu relația cunoscută :

$$n_s = \frac{n\sqrt{N}}{H^{5/4}} = \frac{n\sqrt{\gamma Q H \eta}}{\sqrt{75}\, H^{5/4}} = 3{,}65\, n_{11}\sqrt{Q_{11}\eta} \tag{1}$$

unde :

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}} \quad \text{și} \quad Q_{11} = \frac{Q}{D^2\sqrt{H}}$$

sînt mărimile dublu unitare.

Se va utiliza în continuare turația specifică sub o formă adimensională, introdusă de G.F. Proskura, [1] :

$$n_s^* = \frac{n_s}{(2g)^{3/4}\cdot\gamma^{1/2}} \cong \frac{n_s}{295} \tag{1'}$$

În rezumat, obiectul lucrării constă în stabilirea parametrilor n_{11}, Q_{11}, calculul elementelor unghiulare și cinematice pentru intrarea și ieșirea din rotor în funcție de turația specifică.

Coeficienți și parametri utilizați

Similar lucrării [2], și folosind notațiile din figurile 1 și 2, se vor utiliza în continuare următorii coeficienți :

— coeficientul vitezei tangențiale corespunzător diametrului de la ieșire D_2 :

$$k_{u_2} = k_u = \frac{u_2}{\sqrt{2gH}} \tag{2}$$

— coeficientul de deviație a curentului la trecerea prin rețeaua de profile a rotorului, corespunzător liniei de curent j, dat de relația :

$$\delta_{uj} = \frac{R_1^j v_{u_1}^j - R_2^j v_{u_2}^j}{R_2^j v_{m_2}^j} = \frac{\Delta(Rv_u)j}{R_2^j v_{m_2}^j} \tag{3}$$

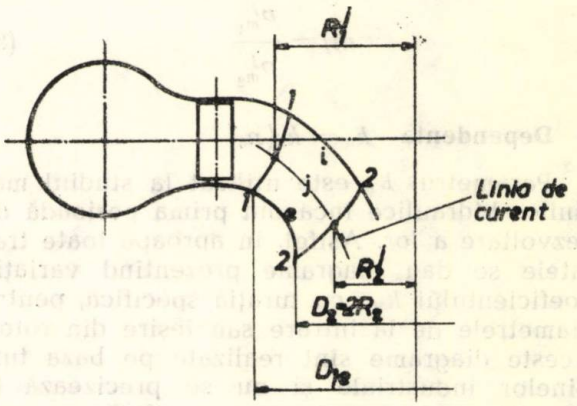


Fig. 1 Profilul meridian al turbinei.

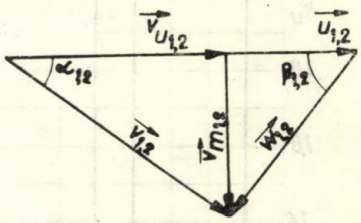


Fig. 2 Triunghiurile de viteze.

— coeficientul vitezei meridionale la ieșirea din rotor :

$$k_{vm_2}^j = \frac{v_{m_2}^j}{\sqrt{2gH}} \tag{4}$$

— coeficientul vitezei meridionale la intrarea în aspirator :

$$k_{vms} = \frac{v_{ms}}{\sqrt{2gH}} \tag{5}$$

— coeficientul de debit :

$$\varphi_s = \frac{v_{ms}}{u_2} = \frac{k_{vms}}{k_u} \tag{6}$$

— coeficientul de variație a vitezei meridionale la ieșirea din rotor cu linia de curent :

$$n_j = \frac{v^j_{m_2}}{v_{m_2}} \tag{7}$$

— coeficientul de torsionare a curentului la ieșirea din rotor :

$$k_j = \frac{v^j_{u_2} R^j_2}{R^j_1 v^j_{u_1} - R^j_2 v^j_{u_2}} = \frac{v^j_{u_2} R^j_2}{(\Delta R v_u)j} \tag{8}$$

Se vor utiliza de asemenea următoarele notații :

$$\delta_j = \frac{R^j_2}{R_2}; \quad \lambda = \frac{v_{m_2}}{v_{ms}}; \quad r_j = \frac{R^j_1}{R^j_2};$$

$$m_j = \frac{v^j_{m_1}}{v^j_{m_2}} \tag{9}$$

Dependența $k_u = k_u(n_s)$

Parametrul k_u este utilizat la studiul mașinilor hidraulice încă din prima perioadă de dezvoltare a lor. Astfel, în aproape toate tratatele se dau diagrame prezentînd variația coeficientului k_u cu turația specifică, pentru diametrele de la intrare sau ieșire din rotor. Aceste diagrame sînt realizate pe baza turbinelor industriale și nu se precizează la care punct de funcționare se referă.

În prezenta lucrare, parametrul k_u se calculează în punctul optim al caracteristicii universale a modelului (punctul de randament maxim). Pentru stabilirea dependenței propuse s-a pornit de la caracteristicile universale a 74 modele hidraulice extrase din lucrările [3—8] și modelele realizate în laborator. La aceste modele s-au calculat parametrii k_u și $n_s(n^*_s)$ corespunzători optimului caracteristicii universale.

Rezultatul este prezentat în graficul din figura 3. Aproximarea analitică s-a efectuat în două moduri :

— utilizînd o expresie de forma dată de Proskura [1] :

$$k_u = \alpha n^{*3,5}_s, \tag{10}$$

coeficientul α fiind stabilit, pentru fiecare tip de turbină separat, prin metoda celor mai mici pătrate, astfel :

$$\alpha = \begin{cases} 0{,}9750 \text{ — turbine Francis ;} \\ 1{,}0750 \text{ — turbine Deriaz ;} \\ 1{,}1949 \text{ — turbine Kaplan ;} \\ 1{,}1250 \text{ — turbine bulb ;} \end{cases} \tag{10'}$$

— utilizînd o aproximare pe întreg domeniul care a rezultat de forma :

$$k_u = 0{,}116645 + 1{,}180568\, n^*_s - 0{,}174262\, n^{*2}_s \tag{11}$$

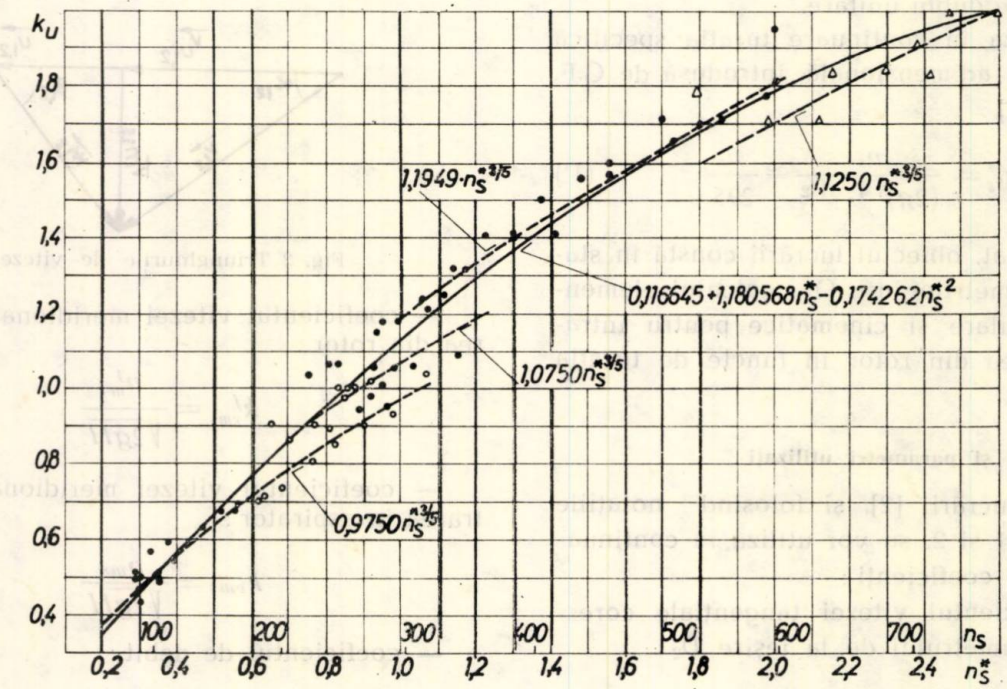


Fig. 3 Dependențele $k_u = f(n^*_s)$;
■ Deraz, ● Kaplan, △bulb.

Aceste dependențe se utilizează atunci cînd pentru realizarea unui model nou nu se dispune de o gamă suficient de largă de modele cunoscute.

În cazul cînd modelele sînt suficiente, se va stabili o dependență $k_u = f(n_s^*)$ pe baza acestora. Oricum, tratarea în continuare a problemei nefiind limitată la o anumită lege, ea poate fi aplicată la orice dependență: analitică, grafică, tabelară.

Pentru calculele efective ale modelelor se recomandă utilizarea relației (10) pe tipuri de turbine, iar pentru analize globale cu caracter mai mult calitativ, relația (11).

Determinarea parametrilor n_{11}, Q_{11}

Relațiile (2), (5) se pot scrie succesiv:

$$k_a = \frac{\pi n}{60} \frac{D_2}{\sqrt{2gH}} = \frac{\pi}{60\sqrt{2g}} \cdot n_{11}$$

$$k_{vms} = \frac{4Q}{\pi D_2^2 \sqrt{2gH}} = \frac{4}{\pi\sqrt{2g}} \cdot Q_{11}$$

de unde rezultă:

$$n_{11} = \frac{60 \cdot \sqrt{2g}}{\pi} \cdot k_u; \quad Q_{11} = \frac{\pi\sqrt{2g}}{4} \cdot k_{vms} \quad (12)$$

Utilizînd expresia turației specifice adimensionale sub forma [1], [2]:

$$n_s^* = 1{,}954 \cdot \eta^{1/2} \cdot k_u \cdot k_{vms}^{1/2} \quad (13)$$

și admițînd $\eta \cong 0{,}91$, rezultă imediat:

$$\left.\begin{aligned} n_{11} &= 84{,}6306 \cdot k_u \\ Q_{11} &= \frac{n_s^{*2}}{k_u^2} \\ \varphi_s &= 0{,}28781 \frac{n_s^{*2}}{k_u^3} \end{aligned}\right\} \quad (14)$$

sau pe baza relației (10):

$$\left.\begin{aligned} n_{11} &= 84{,}6306 \cdot \alpha \cdot n_s^{*3/5} \\ Q_{11} &= \frac{1}{\alpha^2} \cdot n_s^{*4/5} \\ \varphi_s &= \frac{0{,}28780}{\alpha^3} \cdot n_s^{*1/5} \end{aligned}\right\} \quad (14')$$

Valorile n_{11}, Q_{11} calculate pe baza relațiilor (14), (14'), ținînd cont de (10) și (11) sînt reprezentate în figurile 4 și 5. Primele două relații din (14) și relația (11), respectiv primele două din (14') și (10') permit eliminarea lui n_s^* și construirea dependenței $n_{11} = n_{11}(Q_{11})$ în punctul optim. Această corelație este prezentată în figura 6, unde s-au trasat și punctele corespunzătoare modelelor analizate.

Coeficientul de deviație a curentului prin rețeaua rotorului.

Coeficientul de deviație a fost preluat de la studiul rețelelor de profile [2] și este utilizat tot mai mult la turbinele hidraulice.

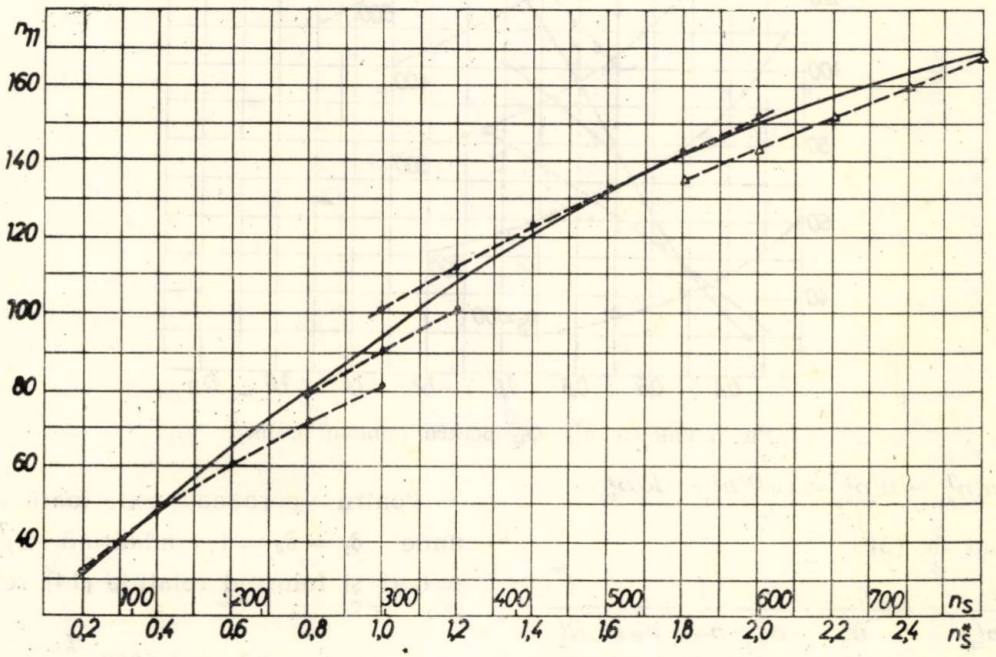


Fig. 4 Dependența $n_{11} = f(n_s^*)$.

Pentru analiza acestui coeficient se pornește de la ecuația lui Euler (ecuația fundamentală) pentru linia de curent „j", care se scrie succesiv :

$$\eta g H = u_1^j v_{u_1}^j - u_2^j v_{u_2}^j = \omega\left(R_1^j v_{u_1}^j - R_2^j v_{u_2}^j\right)$$

și ținînd cont de (5) :

$$\delta_{uj} = \frac{gH\eta}{\omega R_2^j v_{m_2}^j} = \frac{\eta}{2\dfrac{u_2^2}{2gH}} \cdot \frac{1}{\dfrac{v_{m_2}^j}{v_{m_2}} \dfrac{v_{m_2}}{v_{ms}} \dfrac{v_{ms}}{u_2} \dfrac{1}{R_2^j}}$$

ceea ce, pe baza (9), devine :

$$\delta_{uj} = \frac{\eta}{2k_u^2} \frac{1}{n_j \lambda \varphi_s} \frac{1}{\delta_j} \tag{15}$$

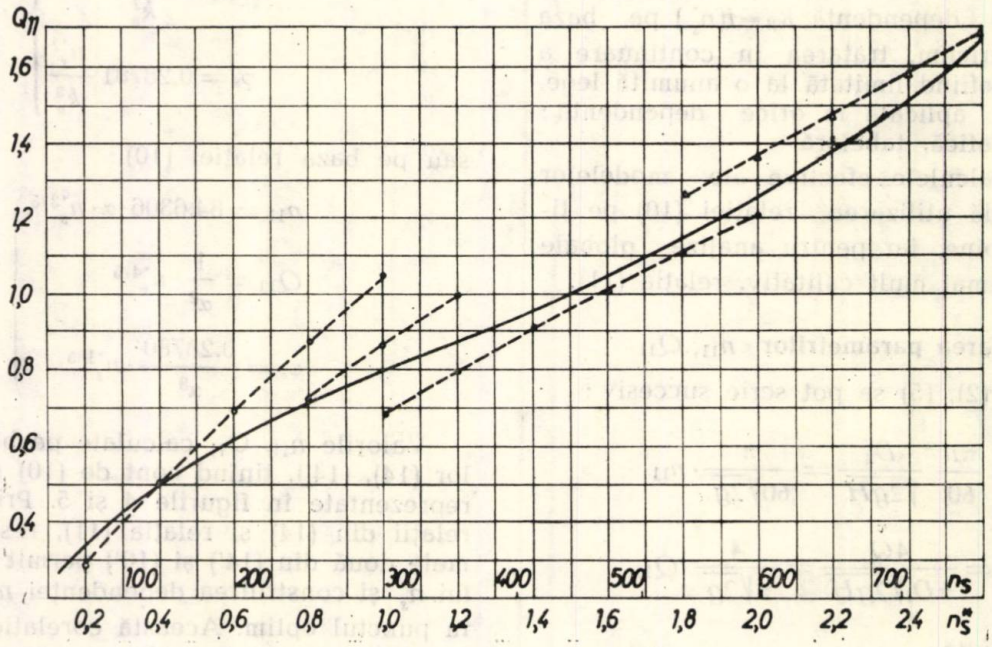


Fig. 5 Dependența $Q_{11} = f(n_s^*)$.

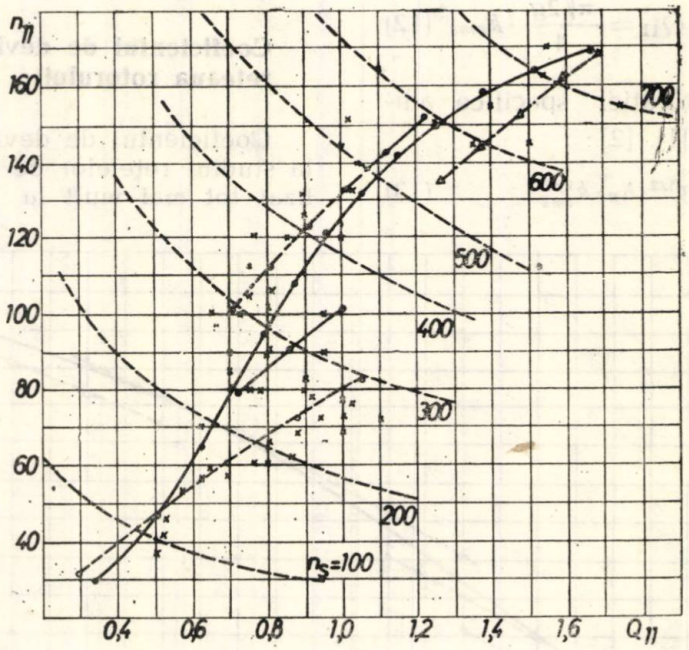


Fig. 6 Valorile n_{11}—Q_{11} pentru punctul optim.

Pentru coroana exterioară a rotorului, unde $\delta_j = \delta_e = 1$, admițînd $n_j = 1$ și $\eta = 0{,}91$ și folosind relațiile (14) rezultă :

$$\lambda \delta_{ue} = 1{,}5809 \cdot \frac{k_u}{n_s^{*2}} \tag{16}$$

sau ținînd cont de (10) respectiv de (14') :

$$\lambda\delta_{ue} = \frac{1{,}5809\,\alpha}{n_s^{*7/5}} \tag{16'}$$

Pentru coroana interioară $j = i$, rezultă simplu din (15)

$$\delta_{ui} = \delta_{ue}/\delta_i \tag{17}$$

Din relațiile (16), (16') și (17) rezultă posibilitatea construirii coeficientului de deviație a curentului în funcție de turația specifică, ținînd cont de poziția muchiei de ieșire a paletei rotor. Coeficientul de deviație pentru coroana exterioară, dedus cu relațiile (16), (16') și (10'), (11), este reprezentat grafic în figura 7.

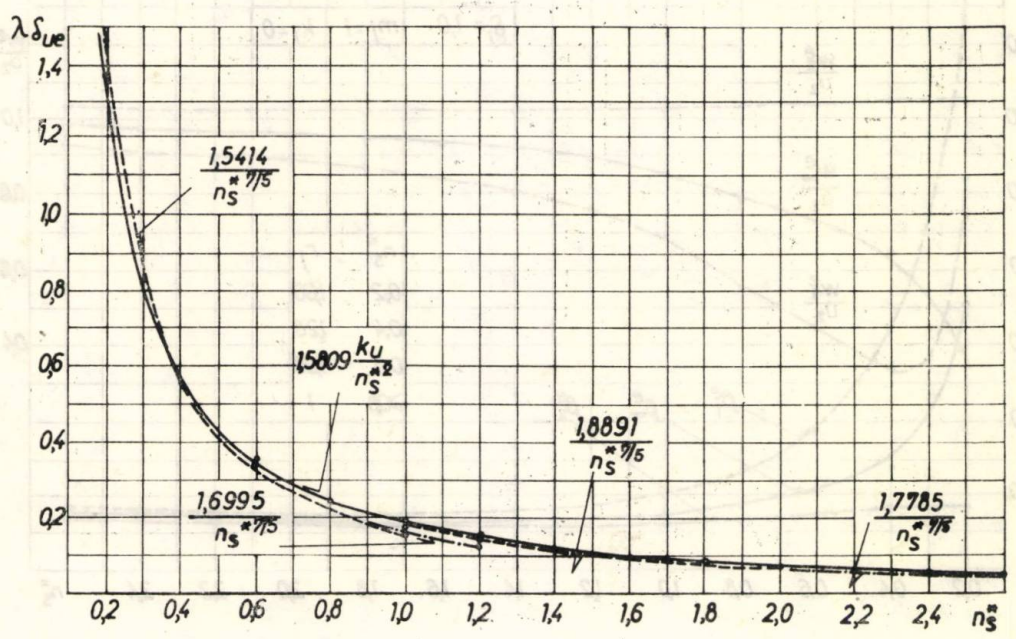


Fig. 7 Dependența $\lambda\delta_{ue} = f(n_s^*)$.

Elementele unghiulare și cinematice

Pe baza figurii 2 și a relațiilor deduse pînă aici se calculează elementele unghiulare cu relațiile :

$$\operatorname{ctg}\beta_1^j = \frac{u_1^j - v_{u_1}^j}{v_{m_1}^j} = \delta_{uj}\left[\frac{\delta_j^2}{\frac{\eta}{2k_u^2}} r_j^2 - k_j - 1\right]\frac{1}{m_j r_j} \tag{18}$$

$$\operatorname{ctg}\beta_2^j = \frac{u_2^j - v_{u_2}^j}{v_{m_2}^j} = \delta_{uj}\left[\frac{\delta_j^2}{\frac{\eta}{2k_u^2}} - k_j\right] \tag{19}$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_1^j = \delta_{uj}(1 + k_j)\frac{1}{m_j r_j} \tag{18'}$$

$$\operatorname{ctg}\alpha_2^j = \delta_{uj} k_j \tag{19'}$$

și respectiv elementele cinematice :

$$\frac{u_1^j}{u_2} \delta_j r_j\,; \quad \frac{u_2^j}{u_2} = \delta_j \tag{20}$$

$$\frac{v_1^j}{u_2} = \frac{\eta}{2k_u^2}\cdot\frac{m_j}{\delta_{uj}\delta_j}\cdot \tag{21}$$

$$\cdot\sqrt{1 + \delta_{uj}^2\left[\frac{\delta_j^2}{\frac{\eta}{2k_u^2}} r_j^2 - k_j - 1\right]^2 \frac{1}{m_j^2 r_j^2}}$$

$$\frac{v_2^j}{u_2} = \frac{\eta}{2k_u^2}\,\frac{1}{\delta_{uj}\delta_j}\sqrt{1 + \delta_{uj}^2\left[\frac{\delta_j^2}{\frac{\eta}{2k_u^2}} - k_j\right]^2} \tag{22}$$

$$\frac{v_1^j}{u_2} = \frac{\eta}{2k_u^2}\,\frac{m_j}{\delta_{uj}\delta_j}\sqrt{1 + \delta_{uj}^2(1 + k_j)^2\,\frac{1}{m_j^2 r_j^2}} \tag{22'}$$

$$\frac{v_2^j}{u_2} = \frac{\eta}{2k_u^2}\,\frac{1}{\delta_{uj}\delta_j}\sqrt{1 + \delta_{uj}^2 \cdot k_j^2} \tag{21'}$$

În condițiile admise pînă aici s-au calculat elementele unghiulare și cinematice pentru periferia rotorului ($\delta_j = 1$) și respectiv pentru o linie de curent interioară corespunzătoare lui $\delta_j = 0{,}5$. Rezultatele sînt prezentate

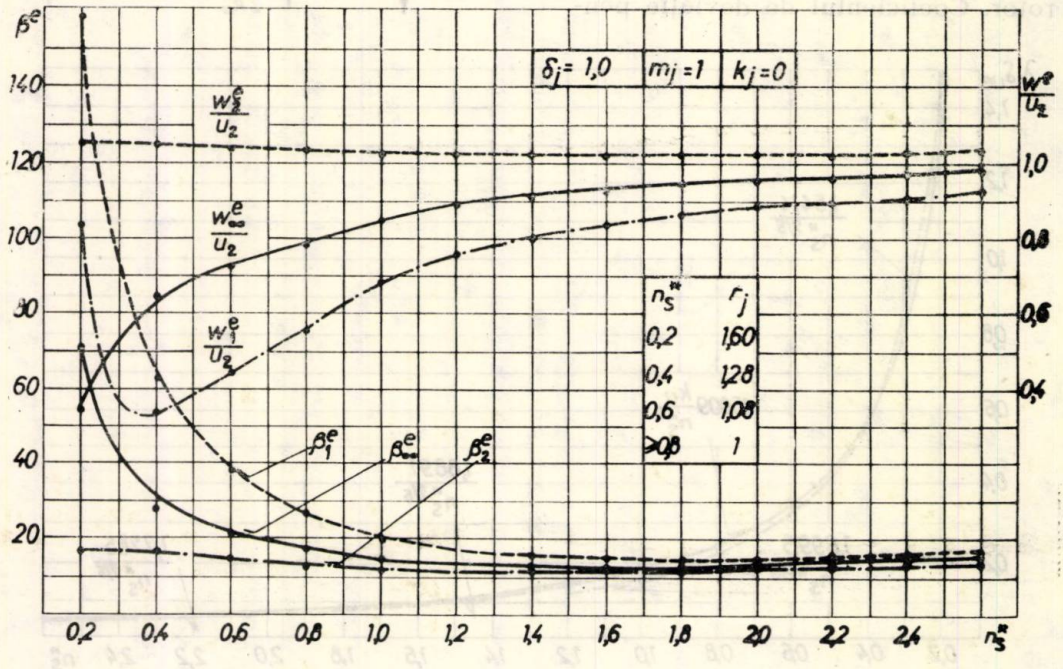
în figura 8 a și 8 b. Referitor la figura 8 b se observă că pentru $n_s^* \leqslant 0{,}4$ rezultă $w_1 > w_2$ și regim de pompă, deci la asemenea turații specifice trebuie ca $\delta_j \gg 0{,}5$.

Elementele asimptotice asociate rețelei de profile

Elementele asimptotice se definesc conform [9] drept elementele cinematice și unghiulare care le realizează curentul înainte și după rețeaua rotorului. Aceste elemente sînt concretizate pentru calcul în viteza $\overline{w}_\infty$ asociată scurgerii prin rețeaua de profile, dată de:

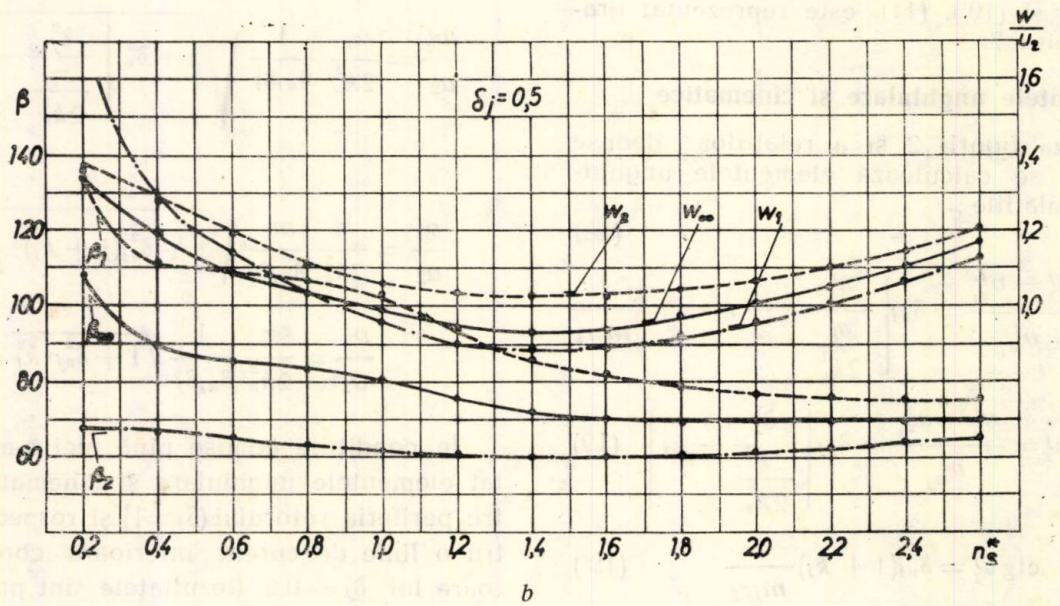
$$\overline{w}_\infty = \frac{\overline{w}_1 + \overline{w}_2}{2} \tag{23}$$

și unghiul acestei viteze față de direcția tangențială sau a vitezei de transport, conform figurii 9.



a

Fig. 8 Valorile vitezelor și unghiurilor în funcție de turația specifică.



b

Similar relațiilor din paragraful precedent rezultă :

(24)

$$\operatorname{ctg}\beta_{\infty}^{j} = \frac{\delta_{uj}}{m_j + 1}\left[\frac{\delta_j^2}{\frac{\eta_j}{2k_u^2}}(r_j + 1) - k_j - \frac{1 + k_j}{r_j}\right]$$

$$\frac{w_{\infty}^{j}}{u_2} = \frac{1 + m_j}{\delta_{uj}\delta_j}\frac{\eta_j}{2k_u^2} \cdot \tag{25}$$

$$\cdot \sqrt{1 + \frac{\delta_{uj}^2}{(m_j + 1)^2}\left[\frac{\delta_j^2}{\frac{\eta_j}{2k_u^2}}(r_j + 1) - k_j - \frac{k_j + 1}{r_j}\right]^2}$$

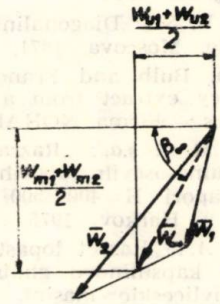


Fig. 9 Difinirea vitezei w_∞ și a unghiurilui β_∞.

Dependența elementelor asimptotice de turația specifică este prezentată în figurile 8 a și 8 b.

Caracteristicile rețelei rotorice pe suprafața axial-simetrică

Coeficientul de portanță și circulația ce trebuie realizată de rețeaua rotorică pe suprafața axial-simetrică se calculează pornind de la ecuația fundamentală astfel :

$$\eta g H = \frac{\omega}{2\pi} z_1 \Gamma = \omega \delta_{uj} R_2^j v_{m_2}^j$$

respectiv :

$$\Gamma = \frac{2\pi R_2^j}{z_1}\delta_{uj} v_{m_2}^j = t^j \cdot \delta_{uj} \cdot v_{m_2}^j$$

unde : z_1 — numărul paletelor rotor și

$$t^j = \frac{2\pi R_2^j}{z_1}$$

Din aceste relații rezultă succesiv :

$$\frac{C_{ar}^j w_{\infty}^j l_j}{2} = t^j \delta_{uj} \cdot v_{m_2}^j$$

$$(C_{ar} l/t)_j = 2\delta_{uj}\frac{v_{m_2}^j}{w_{\infty}^j}$$

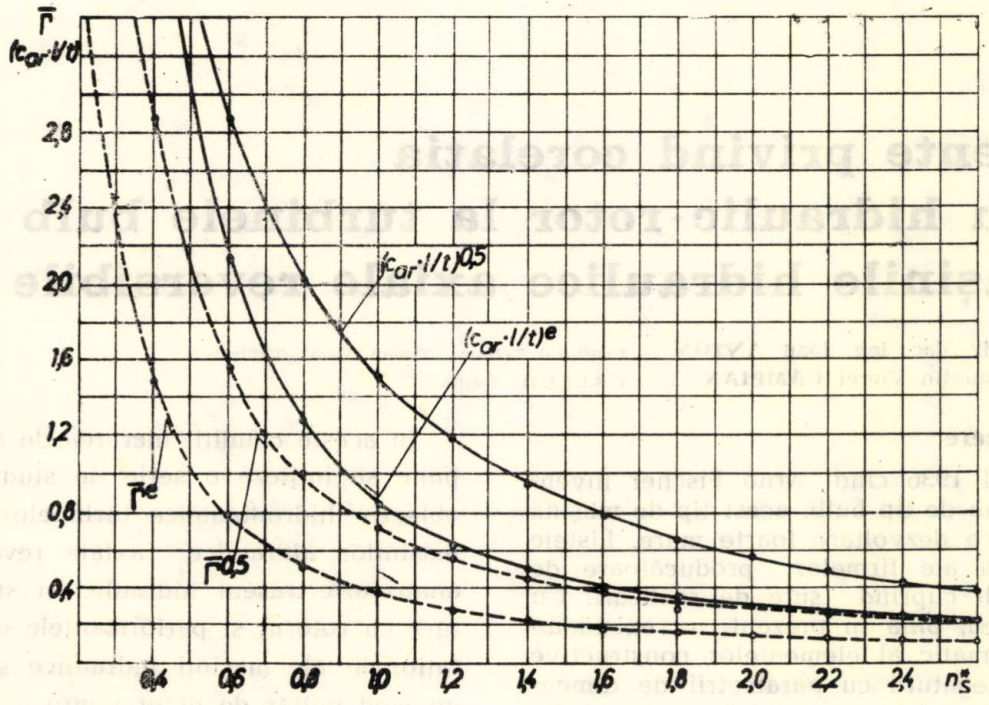


Fig. 10 Caracteristicile rețelei pe suprafața axial simetrică.

și în final :

$$(Carl\ t)_j = \frac{4\delta_{uj}}{1+m_j} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+\frac{\delta_{uj}^2}{(1+m_j)^2}\left[\frac{\delta_j^2}{\frac{\eta}{2k_u^2}}(r_j+1)-k_j-\frac{k_j+1}{r_j}\right]^2}} \tag{26}$$

$$\bar{\Gamma} = \frac{\Gamma}{tu_2} = \frac{\eta}{2k_u^2}\frac{1}{\delta_j} \tag{27}$$

Cu aceste relații s-au calculat dependențele funcție de n_s^* pentru $\delta_j = 1$ și $\delta_j = 0{,}5$, care sînt prezentate pentru exemplificare în figura 10.

Concluzii

Pornind de la criteriul turației specifice admis ca parametru ce definește un anumit rotor model, au fost stabilite relațiile pentru elementele energetice, unghiulare și cinematice pentru tot domeniul turbinelor cu reacțiune. Relațiile deduse reprezintă o extindere și generalizare a relațiilor similare din [2].

În acest fel metoda prezentată crează posibilitatea calculării sistematice a parametrilor și corelării acestora în locul unor adoptări pe bază de recomandări globale, empirice.

Metoda este complet programabilă pe calculatorul numeric și permite studiul :

— adoptării parametrilor n_{11}, Q_{11}, φ_s în funcție de turația specifică ;

— elementelor unghiulare și analiza influenței asupra lor a conturului meridian și a poziției muchiilor de intrare și ieșire în plan meridian ;

— elementelor cinematice în funcție de turația specifică și profilul meridian ;

— elementelor asimptotice și caracteristicilor rețelei rotorice pe suprafața axial-simetrică.

În condițiile arătate în lucrare metoda este deosebit de eficientă la proiectarea efectivă a noilor modele, dar și la analiza rezultatelor experimentale obținute în urma încercărilor din laborator.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Proskura, G. F.* : „Ghidrodinamika turbomașin „Maşghiz, Kiev, 1954.

[2] *Anton, I.* : „Influența parametrilor geometrici și cinematici asupra caracteristicilor energetice și cavitaționale ale turbinelor axiale".

[3] * * * : „Spravocinik konstruktora ghidroturbin", Pod. red. N. N. Kovaleva, Mașinostroienie, Moscova, Leningrad, 1971.

[4] *Kviatkovskii, V. S.* : „Diagonalinîe ghidroturbinî". Mașinostroenie, Moscova, 1971.

[5]* * * * : „Kaplan, Bulb and Francis turbines 91% (90%) eficiency extract from a selection model turbine runers : „Firma NOHAB, Suedia.

[6] *Alexapolskii, D. I. ș.a.* : „Razrabotka nomenclaturnîh radialno-osevîh rabocih koles RO400 ; RO500 na naporî H=400—500 „Ghidravliceskie mașinî, vîp. 9. Harkov, 1975.

[7] *Svinarev, G. A.* : „Rascet lopastei nîtkonapornîh rabocih koles kapsulinovo ghidroturbin osevogo tipa". Ghidravliceskie mașinî, vîp. 4, Harkov, 1971.

[8] *Svinarev, G. A., Melovțev, A. A.* : „Gorizontainîe ghidroturbinî osevogo tipa „Naukova Dumka, Kiev, 1966.

[9] *Câmpian, C. V.* : „Contribuții la studiul și realizarea rotoarelor de mașini hidraulice axiale și axiale-reversibile" Teză de doctorat. Institutul Politehnic Timișoara, 1979.

CZ : 621.224

Elemente privind corelația traseu hidraulic-rotor la turbinele bulb și mașinile hidraulice axiale reversibile

Acad. prof. dr. doc. ing. Ioan **ANTON** — Institutul Tehnic „Traian Vuia" Timișoara
Dr. ing. Constantin Viorel **CÂMPIAN** — C.C.S.I.T.E.H. Reșița

Introducere

Din anul 1936 cînd Arno Fischer inventează turbina de tip bulb, acest tip de mașină a cunoscut o dezvoltare foarte mare. Listele de referință ale firmelor producătoare de turbine bulb cuprind sute de realizări. Cu toate acestea, pînă în prezent, nu există un studiu sistematic al elementelor constructive în strînsă legătură cu parametrii de dimensionare și o orientare precisă în concepția acestor mașini.

În aceste condiții lucrarea de față își propune să inițieze o serie de studii avînd ca obiectiv hidrodinamica turbinelor bulb și a mașinilor hidraulice axiale reversibile. Ea analizează traseul hidraulic în strînsă legătură cu rotorul și performanțele energo-cavitaționale ale mașinii hidraulice și stabilește un mod unitar de determinare a elementelor de dimensionare.

Analiza traseului hidraulic și influența sa asupra performanțelor modelului

Se definește ca traseu hidraulic, elementul format din toate părțile componente ale mașinii hidraulice, în contact cu apa, în afară de paletele rotorului.

Se supun analizei 5 trasee hidraulice, dintre care trei au fost cercetate la C.C.S.I.T.E.H. Reșița [1], [2], iar două sînt de proveniență sovietică [3], [4].

Pentru ușurința prezentării, traseele hidraulice de proveniență C.C.S.I.T.E.H. se vor numerota cu **I, II, III,** iar cele străine cu **IV** și **V**. Dintre acestea traseele **I** și **III** sînt de mașină hidraulică axială reversibilă de tip bulb, iar **II, IV** și **V** sînt de turbină bulb.

S-au ales pentru analiză traseele de mai sus, deoarece sînt bine cunoscute constructiv și funcțional (**I, II, III**) și permit plasarea rezultatelor în tendințele pe plan mondial (**IV, V**).

De asemenea, precizăm faptul că tratarea împreună a traseelor de turbine bulb și mașini hidraulice axiale reversibile se face pe baza faptului că turbina bulb este un caz particular al mașinii hidraulice axiale reversibile, adevăr demonstrat în [5].

În vederea analizei se stabilesc mărimile caracteristice ale traseului în figura 1.

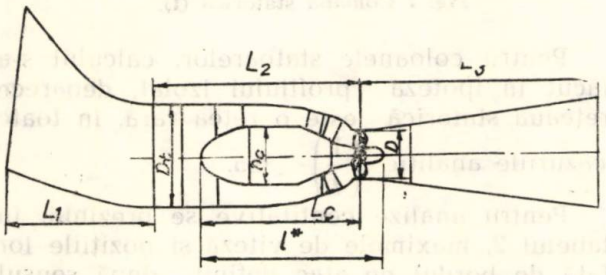


Fig. 1 Mărimile caracteristice traseului hidraulic.

Se notează :

$$-\ S_a = \frac{\pi D_t^2}{4} - \frac{\pi D_c^2}{4}$$

— $S_{str} = S(S_a - S_b)_{min}$, unde S_b este secțiunea elementului, sau a elementelor de strangulare în zona în care diferența de mai sus este minimă. Elementele de strangulare pot fi : coloana de acces, pila, coloanele statorului ;

— d = grosimea maximă a elementelor profilate ;

— X_d = poziția grosimii maxime față de bordul de atac ;

— l = coarda elementelor profilate, care are corespondent și în fig. 1 (l^*).

Dispunem de măsurători energo-cavitaționale efectuate pe traseele **I** și **III** echipate cu același rotor reversibil, respectiv măsurători pe traseele **II** și **III** echipate cu același rotor de turbină. Aceste măsurători se corelează cu analizele teoretice care se fac elementelor profilate. Elementele profilate se aseamănă cu un profil hidrodinamic izolat de anvergură infinită, datorită plasării lor în interiorul traseului. Studiul profilelor izolate se face cu ajutorul metodei prezentată în [5].

Și acum elementele geometrice prezentate pînă aici se dau în tabelul 1.

Tabelul 1

Traseul / Elemente geometrice	I	II	III	IV	V
D [mm]	350,0	350,0	350,0	350,0	350,0
D_c [mm]	399,00	350,0	301,00	330,00	420,00
$D_c D$	1,140	1,000	0,860	0,9428	1,200
L_c [mm]	1110,00	929,00	713,00	909,00	965,00
L_c /D	3,1714	2,654	2,037	2,597	2,7571
l^* [mm]	1290,00	1044,00	887,50	1039,00	1074,00
l^*/D	3,6857	2,983	2,5357	2,9685	3,0685
D_t [mm]	700,00	675,00	569,00	600,00	678,00
D_t/D	2,0000	1,92857	1,62571	1,71428	1,93714
S_a [m²]	0,25980	0,26163	0,18312	0,19721	0,22249
S_{str} [m²]	0,23878	0,20569	0,17784	0,19721	0,19836
S_{str}/S_a	0,919075	0,78619	0,32946	1,00000	0,89157
d/l (capsulă)	0,29956	0,33545	0,97118	0,30576	0,39666
X_d/l (capsulă)	0,32867	0,37864	0,28693	0,34061	0,28173
d/l (pilă)	0,21688	0,19201	0,43505	—	0,35610
X_d/l (pilă)	0,20736	0,33531	0,50000	—	0,300
d/l (coloană acces)	0,51773	0,48424	0,29780	—	0,78530
X_d/l (coloană acces)	0,42500	0,33753	0,5000	—	0,5000
d/l (coloană stator)	0,19104	0,1900	0,24394	—	—
X_d/l (coloană stator	0,41123	0,33753	0,5000	—	—

Comportarea elementelor profilate în curentul de apă, se apreciază cu ajutorul distribuției vitezei tangențiale la contur, V_t. Pentru generalizarea rezultatelor și studii comparative, viteza tangențială V_t se raportează la viteza asimptotică V_∞. Regimurile de turbinare și pompare s-au simulat prin păstrarea sensului vitezei $\vec{V}_\infty$ și plasarea corespunzătoare a elementului profilat în curentul de apă.

Figurile 2 ÷ 7 prezintă distribuţiile de viteze pentru elementele profilate ale traseului. Deoarece pilele diferă mult din punct de

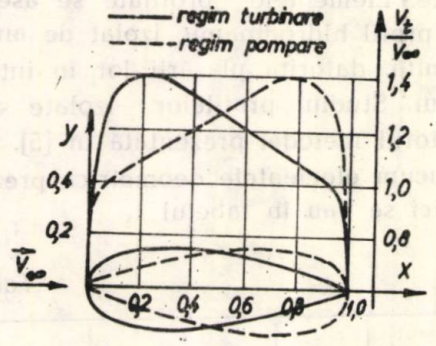


Fig. 2 Capsulă (**I**).

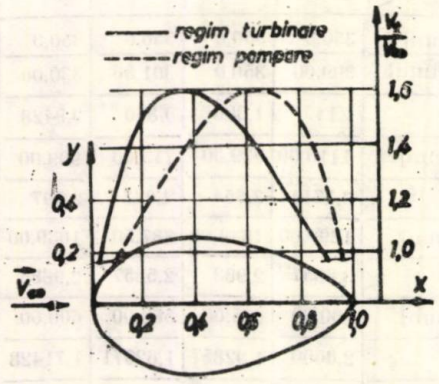


Fig. 3 Coloană de acces (**I**).

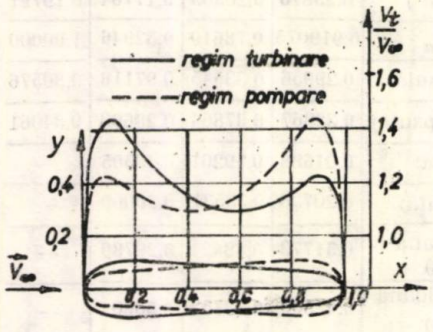


Fig. 4 Pilă (**I**).

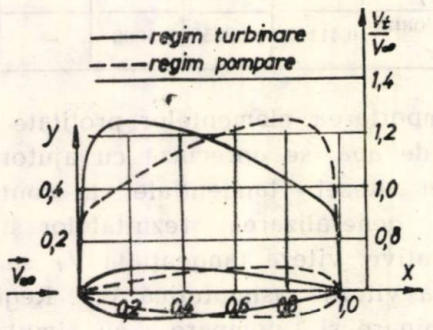


Fig. 5 Pilă (**II**).

vedere constructiv, ceea ce implică modificări substanţiale calitative şi cantitative în distribuţia de viteze, s-au reprezentat distribuţiile de viteze pentru toate traseele studiate la C.C.S.I.T.E.H.

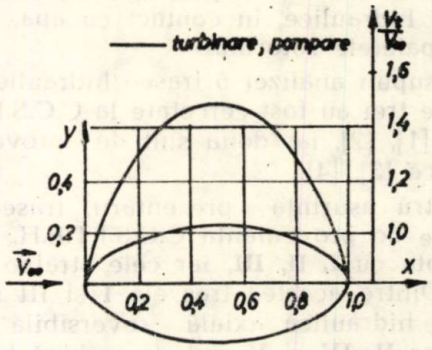


Fig. 6 Pilă (**III**).

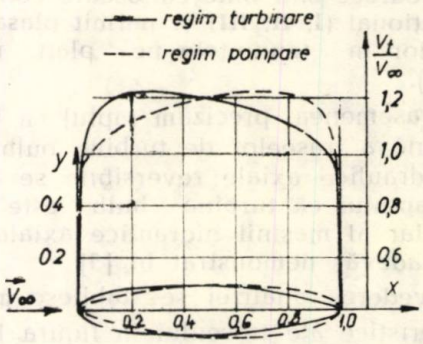


Fig. 7 Coloană statorică (**I**).

Pentru coloanele statoarelor, calculul s-a făcut în ipoteza profilului izolat, deoarece reţeaua statorică este o reţea rară, în toate cazuriile analitic $\left(\frac{1}{t}\right) < 0{,}5$.

Pentru analize cantitative se prezintă, în tabelul 2, maximele de viteză şi poziţiile lor faţă de bordul de atac definit după sensul vitezei asimptotice $\vec{V}_\infty$, iar în tabelele 3 şi 4 rezultatele măsurătorilor energo-cavitaţionale, regimurile optime, pentru modelele **I**, **II**, **III**, grupate aşa cum s-a arătat.

În tabelul 2, $\frac{V_t}{V_\infty}$ reprezintă $\left(\frac{V_t}{V_\infty}\right)_{max}$ realizat pe conturul elementului profilat, iar poziţiile acestor maxime se dau, pentru cele două regimuri (turbinare-pompare), faţă de bordul de atac definit după $\vec{V}_\infty$.

Analiza comparativă a elementelor traseelor hidraulice. Se analizează numai capsulele, coloanele de acces, coloanele statorice şi pilele. Nu se analizează aparatul director şi tubul de aspiraţie, fiind organe cu funcţiuni complexe, ce depăşesc spaţiul acordat acestei lucrări.

Capsulele prezentate geometric în tabelul 1 și cinematic în tabelul 2 și figura 2, se pot asemăna cu profile de tip clasic $\left(\frac{\mathcal{X}_d}{1} < 40\%\right)$, cu grosimi maxime relative ce variază între $\frac{d}{1} = 29{,}95\% \div 39{,}66\%$, plasate față de bordul de atac la $\frac{\mathcal{X}_d}{1} = 28{,}17\% \div 37{,}86\%$. Din punct de vedere al vitezelor, capsulele traseelor **I**, **II** și **IV** prezintă o distribuție mai favora-

Elemente geometrice ale traseelor

Tabelul 2

Elemente cinematice maxime \ Traseul	I	II	III	IV	V
V_t/V_∞ (capsulă)	1,400	1,420	1,500	1,400	1,600
X_{vt}/l (capsulă)	0,20/ 0,80	0,31/ 0,69	0,15/ 0,85	0,20/ 0,80	0,18/ 0,82
V_t/V_∞ (coloană acces)	1,600	1,635	1,305	—	—
X_{vt}/l (coloană acces)	0,35 0,65	0,276 0,725	0,50/	—	—
V_t/V_∞ (pilă)	1,445	1,260	1,482	—	—
X_{vt}/l (pilă)	0,10/ 0,90	0,20/ 0,80	0,50/ 0,50	—	—
V_t/V_∞ (coloană stator)	1,220	1,260	1,250	—	—
X_{vt}/l (coloană stator)	0,325/ 0,675	0,20/ 0,80	0,50/ 0,50	—	—

Parametrii regimurilor optime ale modelelor II și III

Tabelul 3

Modelul \ Parametrii regimurilor optime	n_{11} [rot/min]	Q_{11} [m³/s]	η [%]	σ
Modelul **II**	155	1,40	90,4	0,75
Modelul **III**	135	1,37	88,5	0,75

bilă decît a celorlalte două. În cazul utilizării lor la o mașină reversibilă, se preferă cea a traseului **II**, deoarece are maximul de viteză mai departe de bordul de fugă în regim de pompă, diminuîndu-se în felul acesta desprinderile, pierderile hidraulice și instabilitatea mașinii.

În acest domeniu semnalăm măsurătorile prof. W. Krzyzanowski [6] prvind influența caracteristicilor geometrice ale circuitului hidraulic al unei turbine bulb asupra randamentului. Pentru diametrul capsulei, la $D_t = 1{,}55\ D$, randamentele maxime se obțin la $\frac{D_c}{D} = 0{,}80 - 0{,}85$. Creșterea diametrului capsulei duce la scăderi importante de randament, astfel la $D_c = 1{,}045\ D$ randamentul a scăzut cu 4%.

Parametrii regimurilor optime ale modelelor I și III

Tabelul 4

Modelul \ Parametrii regimurilor optime	Regimul	n_{11} [rot/min]	Q_{11} [m³/s]	η [%]	σ
Modelul **I**	Turbinare	142	1,27	86	0,7
	Pompare	215	1,36	77,5	1,18
Modelul **III**	Turbinare	140	1,3	85,3	0,7
	Pompare	188	1,25	78,8	0,8

În ceea ce privește forma capsulei se compară o capsulă profilată cu una cilindrică. Capsula profilată asigură un randament mai mare (cu aprox. 1%) și creșterea ușoară a debitului unitar.

Aceste măsurători (6) sînt valabile numai la $D_t = 1{,}55\ D$; la altă valoare D_t se va modifica și raportul (D_c/D) optim. Acest raport este legat de viteza maximă ce se realizează în traseul hidraulic pînă la aparatul director. De aceea s-au introdus în analize S_a și S_{str}, secțiunile activă și minimă prin care trece curentul cu apă.

Coloanele de acces sînt elemente impuse din motive constructive la acest tip de hidroagregate.

Distrbuția de viteze și poziția vitezei maxime față de bordul de atac sînt acelea care determină conturul coloanei, precum și utilizarea ei la turbină, sau mașină reversibilă.

În figura 3 se prezintă coloana de acces a traseului **I**, în condiții de funcționare reversibilă. Analizînd tabelele 1 și 2 se constată modificări substanțiale ale vitezei cu variația grosimii maxime. Dar cum grosimea maximă a coloanei se impune din motive constructive, optimizarea soluției se realizează prin profilarea corespunzătoare a conturului coloanei.

Pilele, prezentate geometric în tabelul 1 și cinematic în tabelul 2 și figurile 4, 5, 6, sînt elemente ce nu intră în toate soluțiile constructive de turbine bulb și mașini hidrau-

lice axiale reversibile, avînd rol de susținere a capsulei. De la început soluțiile constructive fără pilă se consideră mai bune din punct de vedere hidrodinamic. Acolo unde se folosesc pilele, se recomandă a fi profilate cu grijă. Pentru a ilustra comportarea lor în curent se prezintă toate cele trei pile ale traseelor **I**, **II** și **III**, care diferă substanțial din punct de vedere constructiv. Dacă pilele traseelor **II** și **III** prezintă o distribuție de viteze pe contur favorabilă, pila traseului **I** are o distribuție necorespunzătoare. În situația utilizării ei la mașina reversibilă, în regim de turbinare, curgerea accelerată diminuează efectele datorate celor două maxime de viteză, dar, în schimb, în regim de pompare, curgerea decelerată le amplifică favorizînd desprinderile și turbulența, care înrăutățesc în final comportarea energetică și cavitațională a mașinii în ansamblu, așa cum se va vedea în cele ce urmează.

Coloanele statorice prezintă elementele geometrice din tabelul 1 și cele cinematice din tabelul 2 și figura 7. Se evidențiază distribuții de viteze favorabile pentru toate coloanele. În situația funcționării lor în mașina reversibilă se recomandă coloane profilate laminar, avînd în vedere regimul de pompare.

În lucrarea [6] nu se pun în evidență influențe substanțiale ale coloanelor statorice asupra randamentului turbinei bulb. Dacă mărirea corzii profilului cu aproximativ 200% a crescut randamentul cu 2%, modificarea grosimii coloanei în limte și mai mar ($0{,}0755\ D$ — $0{,}170\ D$) a dus la modificări de randament de numai 1%. Această comportare este explicabilă pentru o rețea rară, cum este cea a statorului.

Analiza comparativă a traseelor hidraulice. Traseele hidraulice **II** și **III**, împreună cu același rotor de turbină bulb cu format modelele **II** și **III**, care au realizat în regimurile optime parametrii din tabelul 3. La fel, introducînd un rotor reversibil în traseele **I** și **III**, s-au obținut modelele **I** și **III**, cu parametrii optimi din tabelul 4.

Modelele **II** *și* **III** realizează 20 rot/min diferență între turațiile unitare și 2% între randamente. Debitul unitar se modifică nesemnificativ, iar coeficientul de cavitație rămîne neschimbat. Analizînd elementele traseelor, nu se constată distribuții de viteze necorespunzătoare, care ar putea fi socotite răspunzătoare de cele 2% de randament cu implicații și asupra turației unitare. Singura explicație a acestui fenomen se poate găsi în diferențele constructive dintre traseele acestor modele evidențiate în tabelul 1, astfel : $\frac{D_c}{D} = 1{,}0$ față de 0,86, $S_a = 0{,}2616$ m² față de 0,18312 și $S_{str} = 0{,}20569$ m² față de 0,17784 m². Modificările legate de S_a și S_{str} determină modificări ale vitezei curentului înainte de rotor, care explică diferențele de mai sus.

Făcînd legătura cu cercetările experimentale prezentate în [6] se constată o apropiere foarte mare a randamentului maxim (η=87% la D=265 mm) de cel al modelului **III** (η = 88,5% la D=350 mm), ceea ce atrage atenția asupra valorilor D_t/D apropiate bineînțeles, în ipoteza unor rotoare de performanțe apropiate.

Modelele reversibile **I** și **III** încercate în condiții de turbinare și pompare cu același rotor au realizat, în regimurile optime, parametrii din tabelul 4. Regimul de pompare s-a realizat prin inversarea sensului turației rotorului.

Observînd tabelul 4, se constată o apropiere mare între regimurile de turbine. În pompare se înregistrează diferențe la toți parametrii. Pentru a explica aceste rezultate se iau în considerare, întîi, elementele geometrice prezentate în tabelul 1. Diferențele dintre $\frac{D_c}{D}$, S_a și S_{str} ar trebui să determine o creștere mai mare de randament decît 0,7%. Deoarece nu se întîmplă acest fenomen, cauza trebuie căutată în comportarea elementelor componente ale traseelor. Capsulele, coloanele de acces și coloanele statorice ale celor două trasee nu prezintă deosebiri esențiale, cele care diferă sînt pilele. Pila traseului **I** prezintă conturul necorespunzător arătat. Acesta poate să explice modificările accentuate în regim de pompare.

Determinarea parametrilor de dimensionare a variantelor rotoare și aparate directoare

Așa cum se arată în [5], dimensionarea în ansamblu a rotorului și aparatului director este o condiție necesară ce trebuie respectată în concepția tuturor mașinilor hidraulice. În această idee, din cadrul traseului hidraulic desemnat a fi optim, se detașează aparatul director care împreună cu rotorul corespunzător vor desemna modelul supus cercetărilor teoretice și experimentale.

În completarea celor arătate în [5], în figura 8 se prezintă regimurile optime ale variantelor de modele reversibile $1R \div 5R$ [5], alături de curba $\alpha = f(Q_{11})$ a traseului.

Se constată o legitate precisă impusă de traseul hidraulic — observație cu implicații deosebite în dimensionarea variantelor de rotoare și aparate directoare.

În baza figurii 8 și a lucrării [7], se definește o mărime specifică q, care stabilește legătura dintre debitul unitar în regimul optim al modelului și cel al traseului, la aceeași deschidere a paletelor directoare α.

$$q = \frac{Q_{11}}{Q_{11}^{\cdot}} \qquad (1)$$

unde :

Q_{11} este debitul unitar în regimul optim al modelului ;

$Q_{11}^{\cdot}$ este debitul unitar al traseului la α

Pentru nomenclatura de mașini hidraulice axiale reversibile [1], [5], realizată pe traseul III, mărimile caracteristice se prezintă în tabelul 5.

Din relația (1) : $q = f(Q_{11}, Q_{11}^{\cdot})$, unde $Q_{11} = f(n_s)$. Turația specifică fiind o mărime caracterisitcă mașinii hidraulice (în ansamblu, caracterizînd traseul de energie), se poate asocia și traseului hidraulic, dar numai pentru un regim precis determinat de rotorul introdus în acest traseu pentru formarea variantei de model. În aceste condiții $Q_{11}^{\cdot} = f(n_s)$ și deci $q = f(n_s)$.

Preluînd măsurările asupra modelelor de turbine Kaplan din [7] împreună cu cele prezentate în tabelul 5, se construiește diagrama din figura 9.

În figura 9 s-au trasat curbe separate, $q = f(n_s)$ și $Q_{11}^{\cdot} = f(n_s)$, pentru turbine Kaplan și pentru mașini hidraulice axiale reversibile. Nu se pot trasa curbe comune (funcții continue și uniforme) ca și în cazul celorlalte mărimi de similitudine n_{11}, Q_{11}, trecerea de la un tip de mașină hidraulică la altul realizîndu-se prin salt, determinat de particularitățile constructive ale fiecărui tip de mașină.

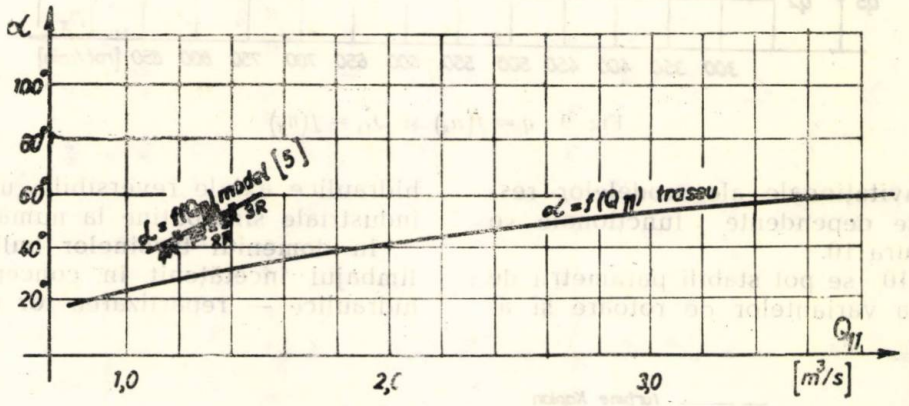


Fig. 8 $\alpha = f(Q_{11})$

Parametrii regimului optim de turbinare pentru variantele de modele reversibile

Tabelul 5

Parametrii regim optim turbinare / Variante modele reversibile	n_{11} [rot/min]	Q_{11} [m³/s]	q	n_s [rot/min]	$Q_{11}^{\cdot}$ [m³/s]
1 *R*	140	1,3	0,47272	538,105	2,75
2 *R*	135	1,32	0,5238	518,245	2,52
3 *R*	155	1,40	0,43478	610,957	3,22
4 *R*	125	1,20	0,55814	459,704	2,15
5 *R*	142	1,32	0,44147	544,141	2,99

Figura 9 prezintă și o curbă prognozată $q = f(n_s)$ pentru turbine bulb, care se va verifica în cercetările viitoare. Această curbă este utilă în faza de dimensionare a ansamblului aparat director-rotor, deoarece permite pentru verificarea valorilor α_{opt} rezultate pentru aparatele directoare proiectate.

Ținînd cont de aceste observații, rezultate din cercetări experimentale și pornind de la nomenclaturile ce se vor preciza în cele ce urmează, se stabilesc parametrii de dimensionare a variantelor de rotoare și aparate directore.

Se definește drept nomenclatură un grup de modele care realizează o dependență funcțională precisă (funcții continue și uniforme) între mărimile de similitudine ce caracterizează aceste modele. Nomenclatura de mașini hidraulice axiale reversibile se găsește în [5], sub forma dependențelor funcționale $n_{11} = f(n_s)$, $Q_{11} = f(n_s)$. Tot în [5] se dă și nomenclatura în domeniul turbinelor bulb,

construită pe baza realizărilor mondiale cunoscute. Mărimile n_{11}, Q_{11} și n_s sînt definite în regimurile optime din giagramele universale energo-cavitaționale ale modelelor respective. Aceste dependențe funcționale se prezintă în figura 10.

Din figura 10 se pot stabili parametrii de dimensionare a variantelor de rotoare și aparate directoare. Dacă se consideră un rotor tip cu diametrul $D=1$ m, care funcționează la căderea de $H=1$ m, atunci turațiile și debitele de dimensionare, a variantelor propuse, rezultă direct: $n_{11}=n$ și $Q_{11}=Q$. Se procedează în acest mod numai pentru mașini hidraulice axiale reversibile, unde realizările industriale sînt puține la număr.

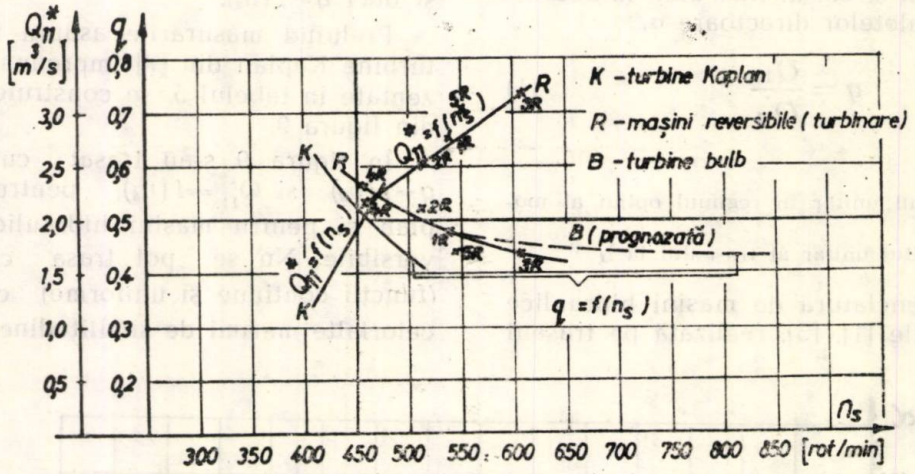


Fig. 9 $q=f(n_s)$ și $Q_{11}^*=f(n_s)$

În domeniul turbinelor bulb se folosește limbajul încetățenit în concepția turbinelor hidraulice — repartizarea lor pe domenii de căderi. În acest scop se pornește de la realizările cunoscute de turbine bulb și Kaplan, catalogate în [8] și[10]. Aceste realizări au

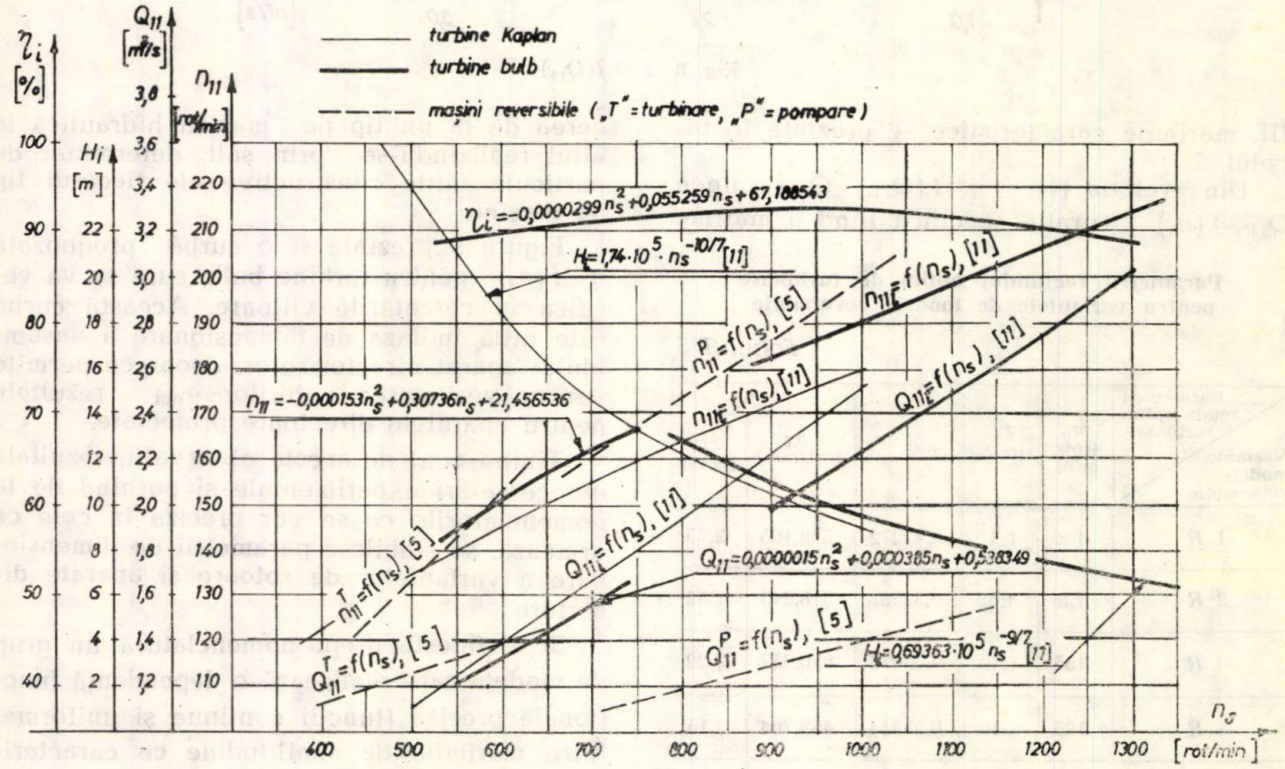


Fig. 10 $n_{11}=f(n_s)$, $Q_{11}=f(n_s)$, $H_i=f(n_s)$, $\eta_i=f(n_s)$

fost prelucrate în [5] și [11] și se prezintă în figura 10 sub forma dependențelor funcționale $H_i = f(n_{si})$, $\eta_i = f(n_{si})$, $n_{11i} = f(n_{si})$ și $Q_{11i} = f(n_{si})$.

Se asociază indicele „*i*" pentru a arăta că aceste mărimi se referă la regimul de dimensionare al mașinii industriale. Funcțiile care s-au aproximat cu polinoame Cebîșev, au coeficienți determinați prin metoda celor mai mici pătrate [9].

În situația dimensionării unei mașini destinate unei amenajări precise, stabilirea parametrilor se face așa cum s-a arătat în [5].

Pentru dimensionarea unui model de nomenclatură, se pornește de la căderea H_i pentru care este destinat. La variantele $n_s < 800$ rot./min, recomandăm impunerea unui debit Q prin intermediul lui Q_i, iar pentru $n_s < 800$ rot/min, limitarea superioară a diametrului D_i, din motive tehnologice. Toate corelațiile necesare rezultă din figura 10.

CONCLUZII

1. Analizele teoretice ale traseelor hidraulice îmbinate cu cercetări experimentale oferă posibilitatea înlănțuirii optime a tuturor elementelor componente ale mașinii hidraulice axiale reversibile și a turbinei bulb și înlătură experimentări costisitoare și de lungă durată.

2. S-a pus în evidență influența elementelor componente ale traseului, cît și a traseului în ansamblu, asupra comportării energetice și cavitaționale a mașinii.

3. S-a stabilit un mod unitar de determinare a parametrilor de dimensionare a variantelor de rotoare și aparate directoare.

4. S-a stabilit o corelație între debitele optime realizate pe model și traseul său cu aplicație la dimensionarea variantelor de rotoare și aparate directoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: Cercetări hidroagregate bulb reversibile. documentație C.C.S.I.T.E.H. Reșița.

[2] * * *: Studii și cercetări în vederea realizării de modele de turbine bulb, documentație C.C.S.I.T.E.H. Reșița.

[3] *Steklov, M.L.:* Gorizontalinîe ghidravliceskie Mașinostroenie, Leningrad, 1974.

[4] * * *: Turbinele bulb de la sistemul hidroenergetic Porțile de Fier II Gruia, documentație C.C.S.I.T.E.H. Reșița.

[5] *Câmpian, C.V.:* Contribuții la studiul și realizarea rotoarelor de mașini hidraulice axiale și axiale reversibile. Teză de doctorat, Institutul Politehnic „Traian Vuia", Timișoara, 1978.

[6] *Krzyzanowski, W.:* Prüfung des einflusses gewahlten geometrischen konstruktiven merkmale des durchflussystems einer rohrturbine auf ihr leistungsfahigkeit. Hidro-Turbo, Brno 12—14 X. 1976.

[7] *Voia, I.:* O ipoteză privind valoarea lui pentru modelele turbinelor hidraulice. Sesiunea a IV-a de comunicări tehnico-științifice I.C.P.E.H. Reșița, 1978.

[8] *Cotillon, J.:* Advantages of bulb units for low-head developements. Water Power, January, 1977.

[9] *Rumșiski, L.Z.:* Prelucrarea matematică a datelor experimentale. Editura Tehnică, București, 1974.

[10] * * *: Simpozion NOHAB, I.C.P.E.H. Reșița, 1975.

[11] *Anton, I.:* Turbine hidraulice. Editura Facla, Timișoara, 1979.

CZ : 621.224 : 532.5

Asupra trasării cîmpului hidrodinamic în secțiunea meridiană a unui rotor radial-axial

Dr. ing. Victor **ANCUȘA** — Institutul Politehnic „Traian Vuia" Timișoara

O problemă frecvent întîlnită la proiectarea mașinilor hidraulice radial-axiale este trasarea cîmpului hidrodinamic prin secțiunea meridiană.

Metoda grafo-analitică bidimensională frecvent utilizată necesită un volum mare de calcule asigurînd în final o precizie redusă. Pentru a elimina acest neajuns se prezintă o soluționare numerică a determinării cîmpului hidrodinamic [6].

Ipotezele care stau la baza determinării cîmpului de viteze sînt :

— fluid incompresibil nevîscos ;
— mișcare axial-simetrică staționară și potențială.

Se admite un sistem de coordonate cilindrice ca în figura 1.

În cadrul ipotezelor formulate se poate introduce funcția de curent :

$$\psi = \int (rv_z)dr - (rv_r)dz + C \qquad (1)$$

unde componentele vitezei v_r și v_z au următoarea legătură cu funcția de curent ψ ;

$$v_r = -\frac{1}{r}\frac{\partial \psi}{\partial z}$$
$$v_z = \frac{1}{r}\frac{\partial \psi}{\partial r} \qquad (2)$$

Ţinînd cont că mişcarea este potenţială :

$$\triangle x\overline{v} = 0 \tag{3}$$

rezultă :

$$\frac{\partial^2\psi}{\partial z^2} + \frac{\partial^2\psi}{\partial r^2} - \frac{1}{r}\frac{\partial\psi}{\partial r} = 0 \tag{4}$$

Relaţia (4) este o ecuaţie Laplace într-un sistem de coordonate cilindrice.

Punctele pentru care ψ = const definesc o suprafaţă de curent.

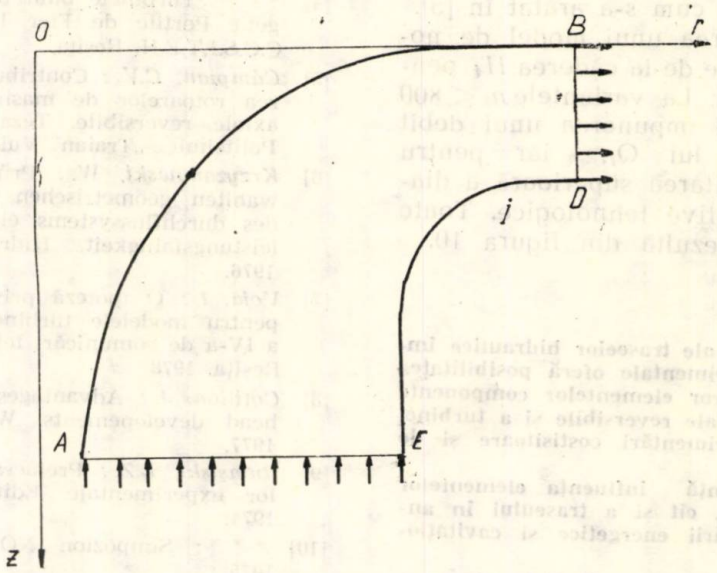


Fig. 1

Frontierele *ACB* şi *EID* sînt suprafeţe de de curent iar *AB* şi *BD* sînt suprafeţe de flux. Suprafeţele de flux se iau astfel încît să avem în aceste secţiuni un cîmp de viteze uniform.

Se consideră întîi cazul unui rotor de pompă (fig. 1). În acest caz există următoarele condiţii pentru componentele vitezei :

— pe suprafaţa *AE*

$$\left.\begin{aligned} v_r &= 0 \\ v_z &= -\frac{Q}{\pi\left(r_E^2 - r_A^2\right)} \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

— pe suprafaţa *BD*

$$\left.\begin{aligned} v_r &= \frac{Q}{2\pi r_B z_D} \\ v_z &= 0 \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

Ţinînd cont de (1) rezultă :

— pe suprafaţa *AE*

$$\psi = -\frac{Qr^2}{2\pi\left(r_E^2 - r_A^2\right)} + C_1 \tag{7}$$

— pe suprafaţa *BD*

$$\psi = \frac{Qz}{2\pi z_D} + C_2 \tag{8}$$

Dacă se admite că pe suprafaţa *DIE*, $\psi = 0$, rezultă următoarele expresii pentru funcţia ψ pe frontierele domeniului :

— pe suprafaţa *AE*

$$\psi = \frac{Q}{2\pi\left(r_E^2 - r_A^2\right)}\left(r_E^2 - r^2\right) \tag{9}$$

— pe suprafaţa *ACB*

$$\psi = \frac{Q}{2\pi} \tag{10}$$

— pe suprafaţa *BD*

$$\psi = \frac{Q}{2\pi}\left(1 - \frac{z}{z_D}\right) \tag{11}$$

— pe suprafaţa *DIE*

$$\psi = 0 \tag{12}$$

În cazul unui rotor de turbină (fig. 2) există următoarele expresii pentru componentele vitezei :

— pe suprafaţa *AE*

$$\left.\begin{aligned} v_r &= 0 \\ v_z &= \frac{Q}{\pi\left(r_E^2 - r_A^2\right)} \end{aligned}\right\} \tag{13}$$

— pe suprafaţa *BD*

$$\left.\begin{aligned} v_r &= -\frac{Q}{2\pi r_B z_D} \\ v_z &= 0 \end{aligned}\right\} \tag{14}$$

Ţinînd cont de relaţia (1) şi admiţînd că pe suprafaţa *ACB* $\psi = 0$, se obţin următoarele expresii pentru ψ ;

(15)

— pe suprafaţa *AE*

$$\psi = \frac{Q}{2\pi\left(r_E^2 - r_A^2\right)}\left(r^2 - r_A^2\right)$$

— pe suprafața ACB $\psi = 0$ (16)

— pe suprafața BD $\psi = \frac{Q}{2\pi z_D} z$ (17)

— pe suprafața DIE $\psi = \frac{Q}{2\pi}$ (18)

În acest fel se cunosc valorile funcției ψ pe frontiera domeniului și se cere determinarea valorilor funcției de curent în interiorul acestuia. Deoarece funcția ψ satisface ecuația lui Laplace, problema astfel obținută este o problemă Dirichlet.

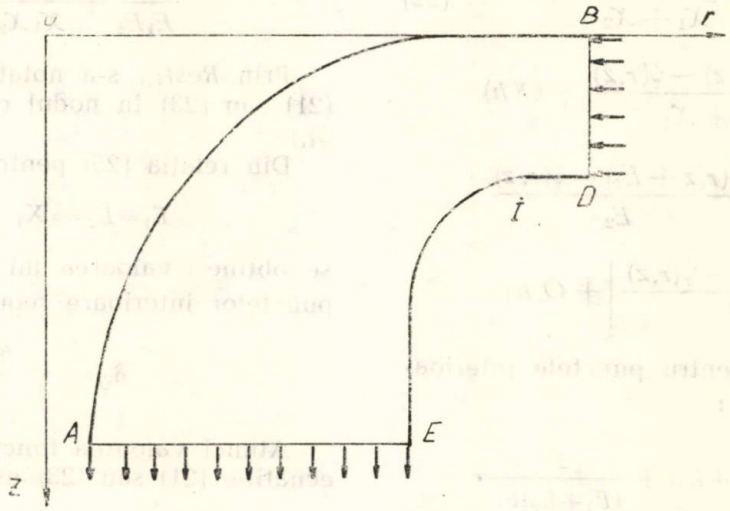


Fig. 2

Soluționarea problemei se face prin metoda diferențelor finite. Pentru aceasta se suprapune peste domeniul studiat o rețea cu pasul egal cu h. Intersecția conturului cu rețeaua dă punctele de frontieră în care se cunosc valorile funcției ψ. Nodurile rețelei la distanță mai mică decît h de frontieră se numesc noduri interioare neregulate, iar cele situate la o distanță mai mare decît h vor fi noduri interioare regulate [4, 5, 8].

Pentru nodurile interioare regulate se pot introduce următoarele dezvoltări pentru expresiile derivatelor:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{\partial^2\psi}{\partial r^2} &= \frac{1}{h^2}[\psi(r+h,z)+\psi(r-h,z)- \\
&\quad -2\psi(r,z)]+O(h^2) \\
\frac{\partial\psi}{\partial r} &= \frac{1}{2h}[\psi(r+h,z)-\psi(r-h,z)]+ \\
&\quad +O(h^2) \\
\frac{\partial^2\psi}{\partial z^2} &= \frac{1}{h^2}\psi(r,z+h)+\psi(r,z-h)- \\
&\quad -2\psi(r,z)]+O(h^2)
\end{aligned}\right\} \quad (19)$$

Introducînd notațiile următoare:

$$\begin{aligned}
&\psi(r,z)=\psi_{i,j} && \psi(r+h,z)+\psi_{i+1,j} \\
&\psi(r,z+h)=\psi_{i,j+1} && \psi(r-h,z)+\psi_{i-1,j} \quad (20) \\
&\psi(r,z-h)=\psi_{i,j-1}
\end{aligned}$$

rezultă următoarea expresie pentru relația (1):

$$\frac{1}{h^2}(\psi_{i,j+1}+\psi_{i,j-1}+\psi_{i+1,j}+\psi_{i-1,j}-4\psi_{i,j})- \\ -\frac{1}{rh}(\psi_{i+1,j}-\psi_{i-1,j})+O(h^2)=0 \quad (21)$$

în cazul nodurilor interioare regulate.

Fie X_1, X_2, E_1, E_2 distanțele între nodurile adiacente pentru nodurile interioare neregulate conform figurii 3. Aceste distanțe pot lua valori mai mici sau cel mult egale cu h.

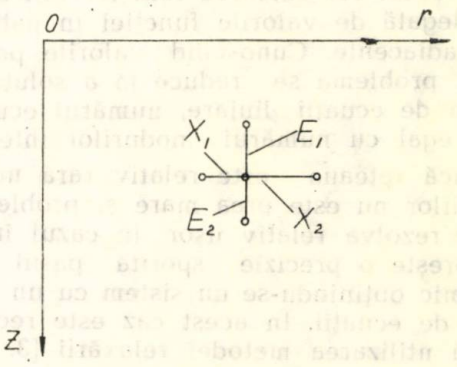


Fig. 3

În acest caz pentru derivate se obțin următoarele dezvoltări :

$$\frac{\partial^2\psi}{\partial r^2} = \frac{2}{X_1+X_2}\left[\frac{\psi(r+X_2,z)-\psi(r,z)}{X_2} + \right.$$

$$\left. + \frac{\psi(r-X_1,z)-\psi(r,z)}{X_1}\right] + O(h)$$

$$\frac{\partial\psi}{\partial r} = \frac{X_1}{X_2}\,\frac{\psi(r+X_2,z)-\psi' r,z)}{X_1+X_2} - \qquad (22)$$

$$-\frac{X_2}{X_1}\,\frac{\psi(r-X_1,z)-\psi(r,z)}{X_1+X_2} + O(h)$$

$$\frac{\partial^2\psi}{\partial z^2} = \frac{2}{E_1+E_2}\left[\frac{\psi(r,z+E_2)-\psi(r,z)}{E_2} + \right.$$

$$\left. + \frac{\psi(r,z-E_1)-\psi(r,z)}{E_1}\right] + O(h)$$

Ecuația Laplace pentru punctele interioare neregulate devine :

$$\frac{2}{(E_1+E_2)E_2}\psi(r,z+E_2) + \frac{2}{(E_1+E_2)E_1}\cdot$$

$$\cdot\psi(r,z-E_1) + \frac{1}{(X_1+X_2)X_2}\left[2 - \frac{X_1}{r}\right]\cdot$$

$$\cdot\psi(r+X_2,z) + \frac{1}{(X_1+X_2)X_1}\left[2 + \frac{X_2}{r}\right]\cdot \qquad (23)$$

$$\cdot\psi(r-X_1 z) - \left[\frac{2}{E_1E_2} + \frac{2}{X_1\,X_2} + \frac{X_2-X_1}{X_1\,X_2}\cdot\frac{1}{r}\right]\cdot$$

$$\cdot\psi(r,z) + 0(h) = 0$$

În acest fel valoarea funcției într-un nod este legată de valorile funcției în patru noduri adiacente. Cunoscînd valorile pe frontieră problema se reduce la a soluționa un sistem de ecuații liniare, numărul ecuațiilor fiind egal cu numărul nodurilor interioare.

Dacă rețeaua este relativ rară numărul ecuațiilor nu este prea mare și problema se poate rezolva relativ ușor. În cazul în care se dorește o precizie sporită pasul rețelei este mic obținîndu-se un sistem cu un număr mare de ecuații. În acest caz este recomandabilă utilizarea metodei relaxării [3, 7].

În cele ce urmează se prezintă pe scurt tehnica utilizată la aplicarea metodei relaxării.

Cu valori arbitrare pentru ψ în nodurile rețelei, expresiile (21) sau (23) nu vor mai dobîndi valoarea zero, ci o valoare numită rest. Fie $\psi_{i,j}$ valoarea funcției într-un mod central și fie $\psi^0_{i,j}$ valoarea funcției care satisface relația (21) sau (23). Se poate scrie că :

$$\psi_{i,j} = \psi^0_{i,j} + \delta_\psi \qquad (24)$$

Ținînd cont de semnificația lui $\psi^0_{i,j}$ din relația (23) rezultă că :

$$\delta_\psi = -\frac{Rest_{i,j}}{\frac{2}{E_1E_2} + \frac{2}{X_1X_2} + \frac{X_2-X_1}{X_1X_2}\cdot\frac{1}{r}} \qquad (25)$$

Prin $Rest_{i,j}$ s-a notat valoarea expresiei (21) sau (23) în nodul cu valoarea funcției $\psi_{i,j}$

Din relația (25) pentru :

$$E_1 = E_2 = X_1 = X_2 = h \qquad (26)$$

se obține valoarea lui δ_ψ corespunzătoare punctelor interioare regulate

$$\delta_\psi = -\frac{h^2 Rest_{i,j}}{4} \qquad (27)$$

Atunci valoarea funcției ψ care satisface ecuațiile (21) sau (23) este :

(28)

$$\psi^0_{i,j} = \psi_{i,j} + \frac{Rest_{i,j}}{\frac{2}{E_1E_2} + \frac{2}{X_1X_2} + \frac{X_2-X_1}{X_1X_2}\cdot\frac{1}{r}}$$

La metoda relaxării, în primul rînd se dau valori funcției în nodurile rețelei. Se calculează resturile corespunzătoare cu ajutorul relațiilor (21) și (23). Se determină restul maxim și apoi se modifică funcția în nod astfel ca restul corespunzător să devină zero, adică se aplică relația (28). Se modifică în mod corespunzător resturile în punctele adiacente. Se continuă apoi operația de anulare a resturilor pînă cînd restul maxim scade sub o valoare impusă.

Soluționarea problemei este rațional să se efectueze pentru familii de contururi cu ajutorul unui calculator electronic numeric. În acest caz este recomandabil ca dimensiunile să fie prezentate sub formă relativă în raport cu raza punctului $\mathbf{B} - r_B$.

Pentru a accelera procesul de convergență recomand ca interpolarea inițială să se execute cu următoarele relații :

— pentru rotor de turbină

$$\psi = \psi_e\,\frac{r^2-r_i^2}{r_e^2-r_i^2} \qquad (29)$$

— pentru rotor de pompă

$$\psi = (\psi_i - \psi_e)\frac{r_e^2 - r^2}{r_e^2 - r_i^2} + \psi_e \qquad (30)$$

Semnificaţia notaţiilor rezultă din figura 4.

De asemenea, este recomandabil ca valorii $Q/2\pi$ să i se atribuie valoarea 100, aceasta pentru a generaliza rezultatele obţinute.

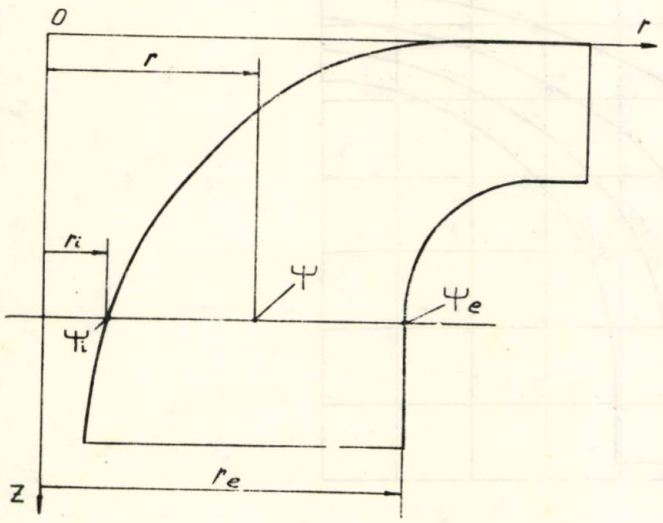


Fig. 4

După determinarea valorilor funcţiei ψ în interiorul domeniului, se pot calcula cu uşurinţă suprafeţele de curent ψ = constant şi, de asemenea, se pot calcula componentele vitezei cu ajutorul relaţiilor (2). Este necesară utilizarea unei ajustări numerice pentru calculul derivatei, deoarece fiind o soluţie numerică apar erori inerente [2].

În cazul în care s-au utilizat dimensiunile relative în raport cu punctul **B**, iar pentru $Q/2\pi$ s-a utilizat valoarea 100, dimensiunile liniare obţinute se transpun înmulţind cu $\frac{r_B}{100}$ iar vitezele cu $\frac{Q}{r_B^2}\frac{50}{\pi}$.

În acest fel se pot genera cataloage de cîmpuri care să conţină dimensiunile relative, liniile de curent şi repartiţia vitezelor de-a lungul liniilor de curent.

În figura 5 se prezintă o familie de contururi pentru un rotor de pompă [1]. Pentru soluţionarea acestei probleme s-a realizat un program în limbaj FORTRAN pe un calculator Felix C-256, lungimea programului fiind de 101544 octeţi.

Se prezintă în figura 6 cîmpul hidrodinamic prin rotorul cu elementele geometrice următoare $a_1 = 76{,}699$; $b_1 = 67{,}961$; $b_e = 17{,}476$; $r_{i_1} = 8{,}738$; $r_{i_2} = 60{,}680$; $R_3 = 39{,}32$; $R_1 = 67{,}691$ conform geometriei din figura 5. Durata soluţionării a fost de 16,5 minute.

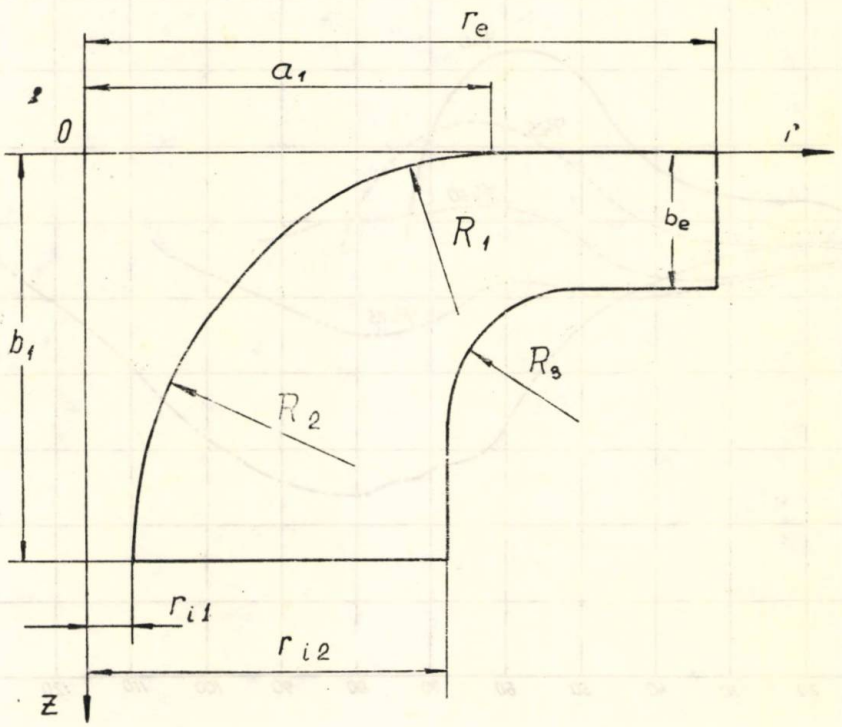


Fig. 5

În figura 7 se arată variația vitezei meridiane de-a lungul liniilor de curent pentru același rotor.

Concluzii

Se prezintă soluționarea numerică a problemei Dirichlet corespunzătoare funcției de curent ψ.

Se dau condițiile pe frontieră și relațiile de interpolare inițială în cazul utilizării metodei relaxării.

Se prezintă rezultatele obținute pentru o variantă aparținînd unei familii de contururi.

Metoda se poate aplica și la alte zone din secțiunea meridiană a unei mașini hidraulice.

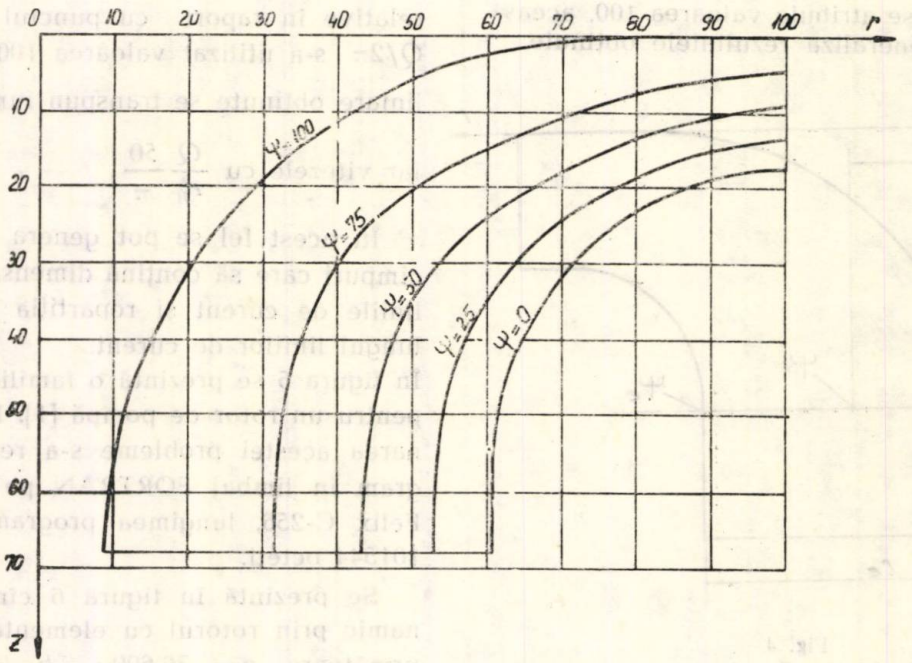


Fig. 6

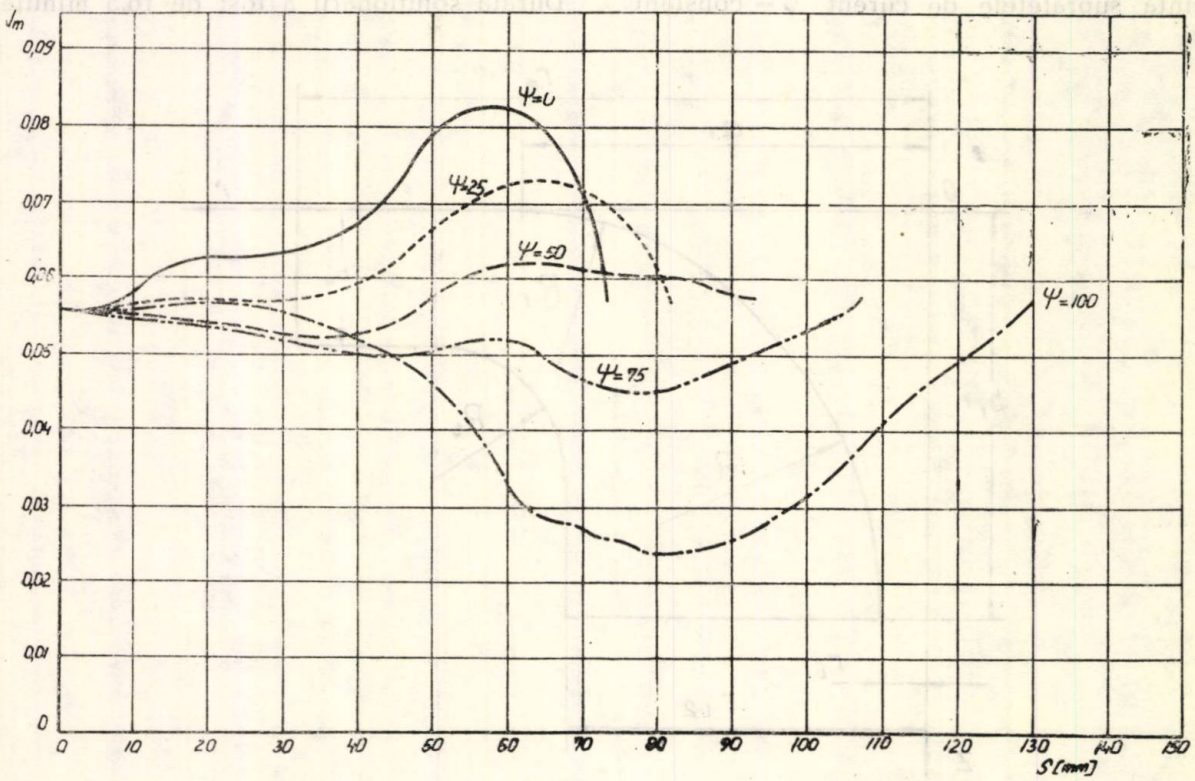


Fig. 7

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ancuşa, V.:* Soluţionarea problemei mişcării axial-simetrice a unui fluid nevîscos şi incompresibil în interiorul unor domenii limitate de contururi aparţinînd aceleiaşi familii. Buletinul ştiinţific şi tehnic al I.P.T., Seria mecanică, Tomul 24 (38), fasc. 2/1979.

[2] *Bahvalov, N. S.:* Cislennîe metodî, Nauka, Moscova 1975, p. 88—94, 270—274.

[3] *Dorfman, L. A.:* Cislennîe metodî v gazodinamike, turbomaşin, Energhia, Leningradskoe otdelenie 1974, p. 31—34, 52—66.

[4] *Godunov, S. K., Reabenki, V. S.:* Scheme de calcul cu diferenţe finite, E. T., Bucureşti 1977, p. 194—214, 328—335.

[5] *Krîlov, V. I., Bobkov, V. V., Monastîrnîi, P. I.:* Vîcislitelnîe metodî matematiki, vol. 2, Vîşeişaia şkola,, Minsk 1975, p. 217—244.

[6] *Makarov, A. F.:* Prostranstvennîi potok jidkosti v mejlopatocinom kanale radialno-osevoi turbinî, în Tehniceskaia ghidragazodinamika, Trudî L.P.I. nr. 248, Maşinostroenie, Leningrad, 1965, p. 14—24.

[7] *Salvadori, M. G., Baron, M. L.:* Metode numerice în tehnică, E. T. Bucureşti, 1972, p. 66—73, 299—304.

[8] *Samarski, A., Andreev, V.:* Méthodes aux différences pour équations elliptiques, Editions Mir, Moscova, 1978, p. 107—121.

CZ: 621.224

Curbe caracteristice energetice ale reţelelor plane formate din profile avînd grosime şi curbură mare

Dr. ing Ioan Emil **SANTĂU** — Institutul Politehnic „Traian Vuia" din Timişoara

Cercetările experimentale efectuate asupra reţelelor plane de profile în cadrul Laboratorului de maşini hidraulice al Institutului Politehnic „Traian Vuia" din Timişoara, pe baza metodei de generalizare a rezultatelor acestora elaborată de [3], pot să fie sintetizate într-o formă unitară: caracteristica universală, utilizată în cercetarea şi proiectarea maşinilor hidraulice.

Programul de cercetări efectuat a fost orientat asupra unor reţele de profile avînd grosime şi curbură mare. Caracteristicile geometrice ale profilelor studiate (fig. 1), sînt prezentate în tabelul 1.

Profilele componente ale reţelei, din care profilele **P 16, P 17** şi **P 18** de concepţie originală, au fost realizate din lemn, avînd coarda $l = 100$ mm, iar anvergura 300 mm. Abaterile de la forma profilului pentru toate reţelele încercate a fost în limitele 0,4 — 0,8 %.

Tabelul 1

Denumirea profilului	$\left(\frac{f}{l}\right)_{max}$ [%]	$\frac{x_f}{l}$ [%]	$\left(\frac{d}{l}\right)_{max}$ [%]	$\frac{x_d}{l}$ [%]	$\Delta\beta$	$\frac{R_n}{l}$ [%]	$\frac{r_n}{l}$ [%]
TF I	15,5	45	16	45	56°	4,54	2,73
TF II	14,1	44	16	40,2	56°	4,7	3,53
P 16	28	47,6	27,78	46,2	87°40'	6,25	4
P 17	16,9	52,1	19,22	49	56°	6,25	4
P 18	17,2	44,7	18,8	36,6	63°40'	6,25	4

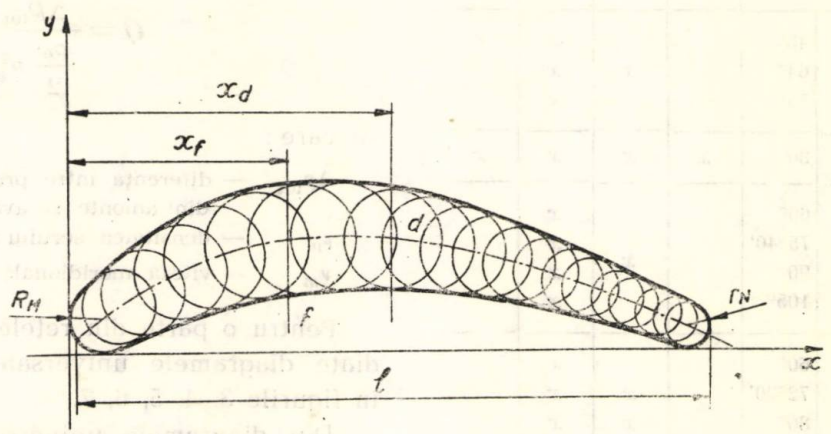


Fig. 1

Instalaţia pentru efectuarea cercetărilor experimentale, metodica de lucru şi de prelucrare a rezultatelor, respectiv influenţa diferitelor mărimi caracteristice ale curentului sînt prezentate în lucrări anterioare [1], [2], [3].

scop este sintetizat în tabelul 2, care cuprinde caracteristicile geometrice reţelelor studiate.

Rezultatele tuturor cercetărilor experimentale, efectuate asupra reţelelor plane de profile după prelucrarea acestora, au fost

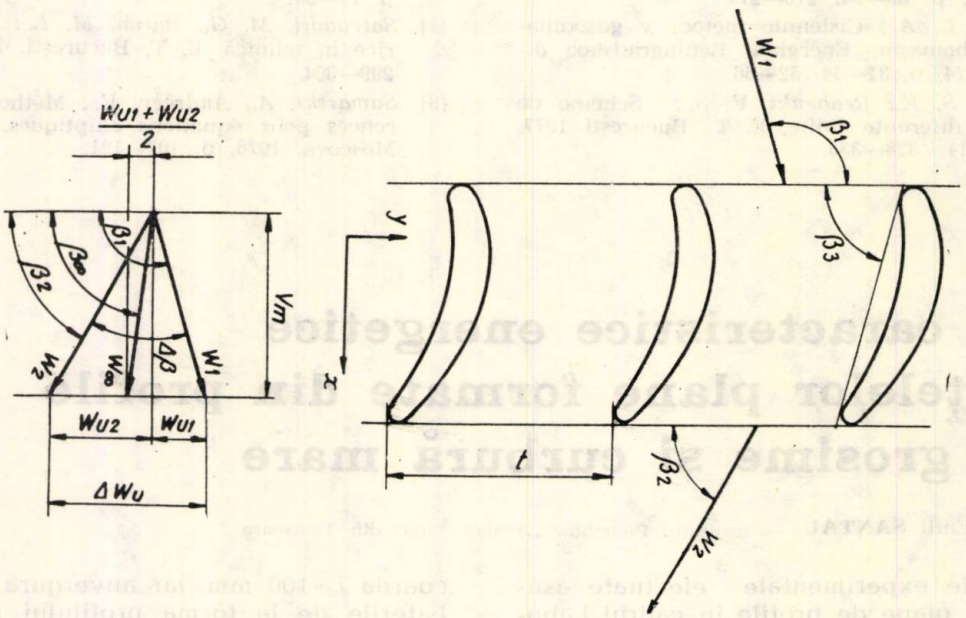


Fig. 2

În cadrul tuturor cercetărilor experimentale, s-a urmărit influenţa pasului relativ t/l şi a unghiului de aşezare β_s (fig. 2) asupra caracteristicilor energetice ale reţelelor plane formate din profilele menţionate în tabelul 1. Programul de cercetări realizat în acest

Tabelul 2

Denumirea profilului component al reţelei	β_0^s	Pasul relativ t/l			
		0,5	0,75	1,00	1,25
TF I	62	x	x	x	x
TF II	45°			x	
	64°		x	x	x
	75°			x	
P 16	80	x	x	x	x
P 17	60°			x	
	75°40'			x	
	90°		x	x	
	105°			x	
P 18	60°			x	
	72°20'		x	x	
	80°		x	x	
	10°			x	

sintetizate sub forma diagramelor universale care prezintă dependenţa coeficientului de deviaţie al reţelei δ_u definit prin :

$$\delta_u = \operatorname{ctg}\beta_2 - \operatorname{ctg}\beta_1 \qquad (1)$$

de unghiul de intrare al curentului în reţea β_1 (fig. 2), avînd ca parametru pasul relativ sau unghiul de aşezare. În planul $\delta_u = f(\beta_1)$ d în diagramele universale se suprapun curbele de coeficient de pierderi constant definit prin :

$$\zeta = \frac{\Delta P_{tot}}{\frac{\rho_a}{2} v_m^2} \qquad (2)$$

în care :

Δp_{tot} — diferenţa între presiunile totale medii din amonte şi aval de reţea ;
ρ_a — densitatea aerului ;
v_m — viteza meridională a curentului de aer.

Pentru o parte din reţelele de profile studiate diagramele universale sînt prezentate în figurile 3, 4, 5, 6, 7.

Din diagramele universale ale profilelor groase avînd curbură mare rezultă :

— zona optimă de funcționare din punct de vedere energetic, caracterizată prin valorile minime ale coeficientului de pierdere ;

Concluzii

1. Influența geometriei profilului asupra amplasării zonei optime, în condițiile rețelelor avînd aceeași geometrie, evidențiază că, prin creșterea grosimii și săgeții maxime a profilului, zona optimă se deplasează spre valori mai mari ale unghiului de intrare și coeficientului de deviație ; totodată valorile minime ale coeficientului de deviație cresc.

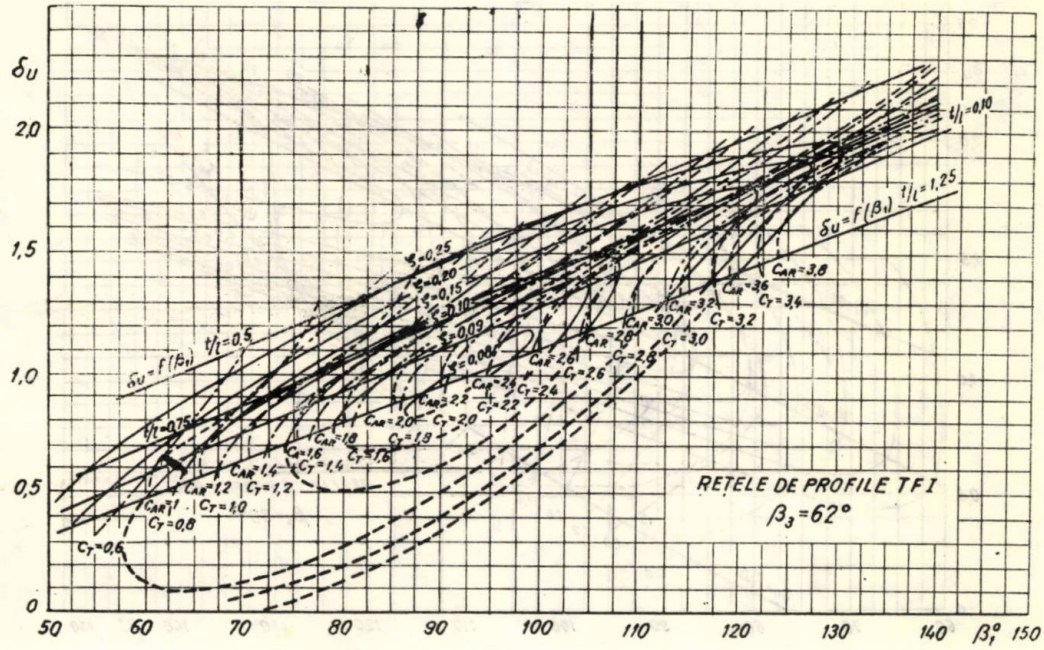


Fig. 3

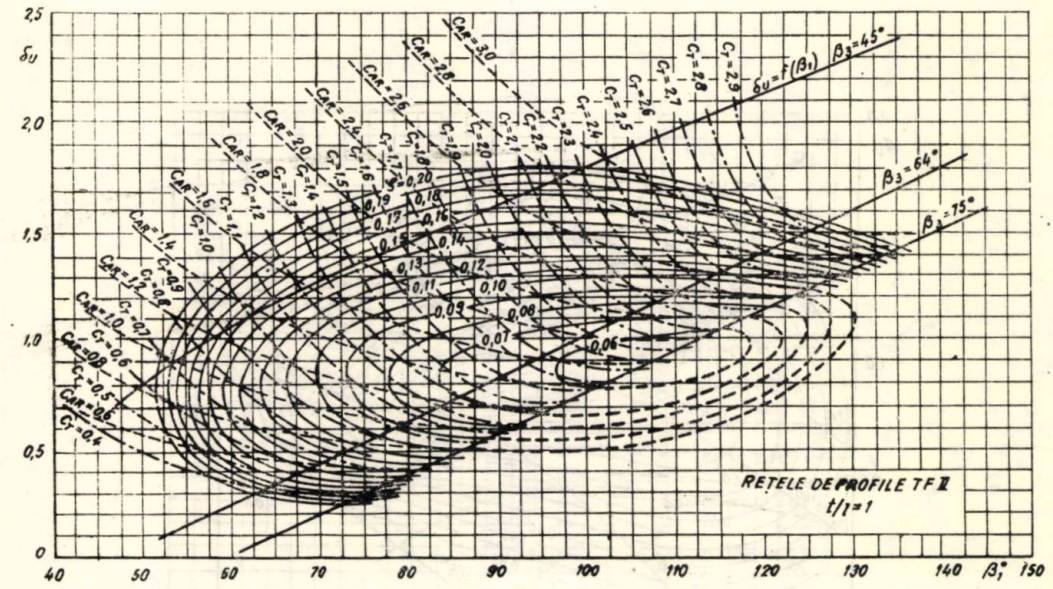


Fig. 4

— influența geometriei profilului asupra amplasării în planul $\delta_u = f(\beta_1)$ a zonei optime ;

— influența pasului relativ și unghiului de așezare asupra caracteristicilor energetice ale rețelelor plane de profile studiate.

2. Influența geometriei rețelei asupra curbelor caracteristice universale evidențiază că :

— pentru o rețea de profile avînd unghiul de așezare constant, coeficientul de deviație crește odată cu reducerea pasului relativ la $\beta_1 = ct$;

— pentru rețelele plane, avînd pasul relativ constant, coeficientul de deviație crește odată cu reducerea valorii unghiului de așezare la $\beta_1 = ct.$

de profile subțiri evidențiază că: valorile minime ale coeficienților de rezistență sînt de 2—5 ori mai mari în cazul rețelelor avînd grosime și curbură mare.

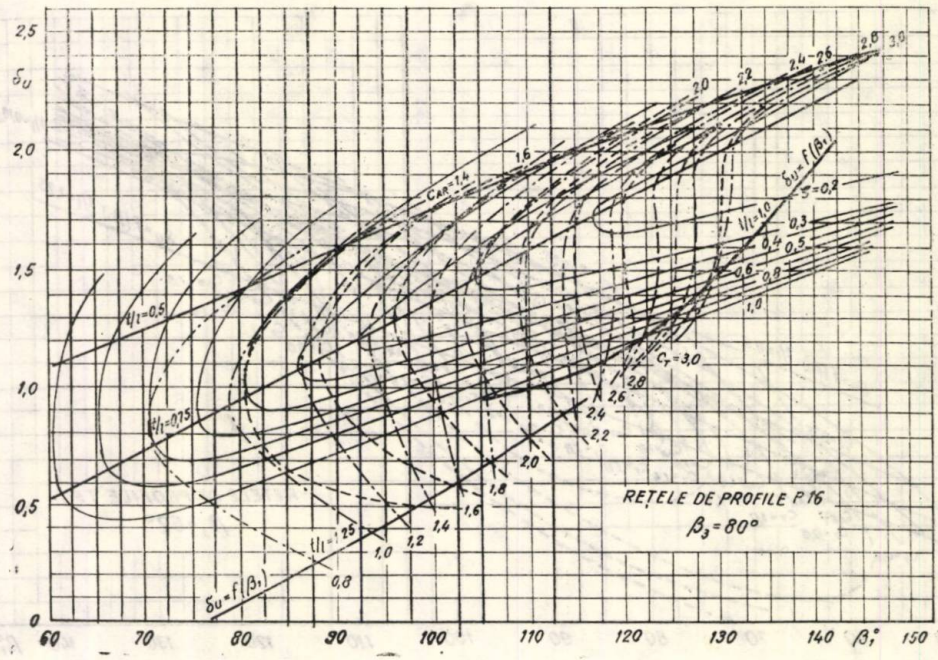


Fig. 5

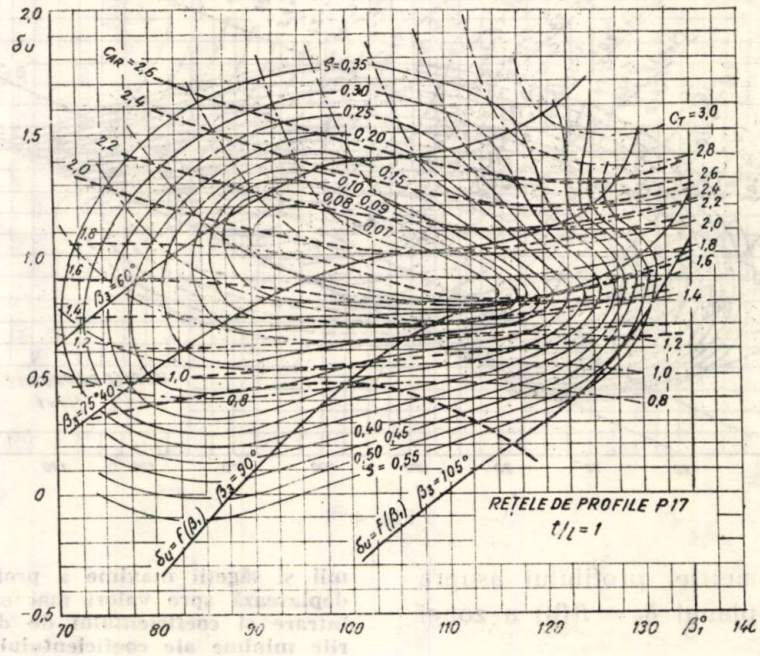


Fig. 6

3. Comparația caracteristicilor universale ale rețelelor formate din profile, avînd grosime și curbură mare, cu caracteristici similare celor ale rețelelor

4. Diagramele universale ale profilelor avînd grosime și curbură mare oferă datele necesare pentru proiectarea mașinilor hidraulice axiale în con-

diții energetice optime precum și date necesare determinării pe cale analitică curbelor caracteristice ale acestora.

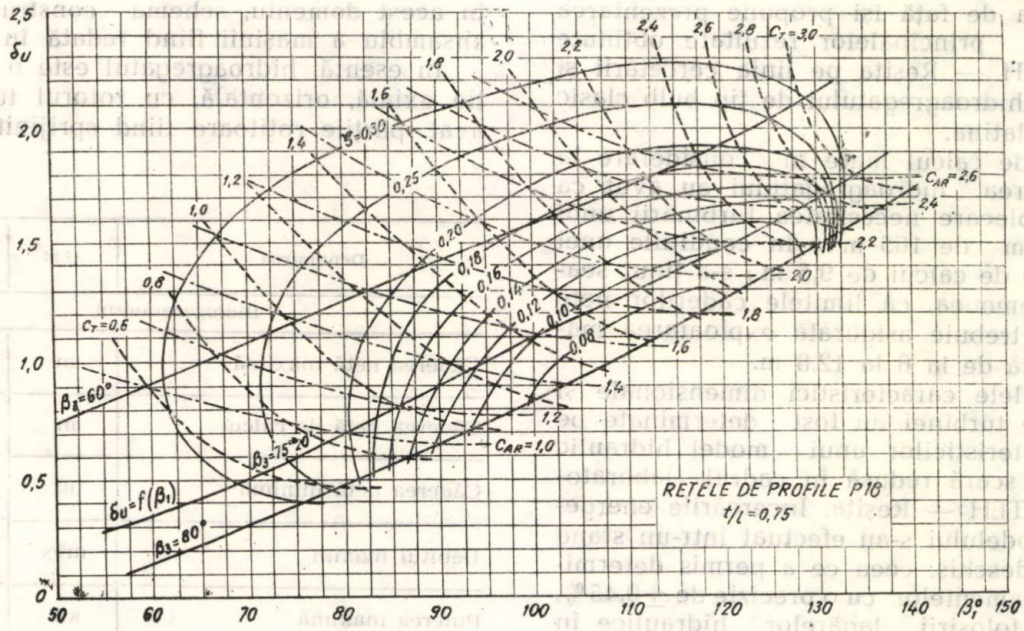


Fig. 7

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anton, V., Santău, I.:* Einfluss des Schaufelwinkels β_s aus die kennwerte des Schaufelgitte s bestehend aus Profilen MHT 1. Conferenz „Hydro-Turbo 67". Marianske Lazne, R.S.C., 1967.

[2] *Anton, V., Santău, I.:* Cercetări asupra unor rețele de profile pentru turbine de foraj. Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic Timișoara, Tom. 14 (28) Fasc. 1. 1969.

[3] *Anton, V.:* Cercetări experimentale privind influența geometriei unor rețele de profile asupra caracteristicilor lor energetice și cavitaționale. Teză de doctorat, Institutul Politehnic „Traian Vuia" Timișoara, 1972.

[4] *Santău, I.:* Influența pasului relativ al rețelei de profile asupra caracteristicilor de lucru ale turbinelor de foraj. Buletinul științific și tehnic al Institutului Politehnic, seria mecanică, Tom. 15 (29), Fasc. 2, 1970.

CZ : 621.224

Hidroagregatul de tip bulb clasic pentru C.H.E. Slatina

Ing. Dan **BRETAN**, ing. Francisc **ILLYES**, Ing. Mihai **CSONTI** — C.C.S.I.T.E.H Reșița

Parte integrantă a amenajării complexe a rîului Olt, centrala hidroelectrică (CHE) Slatina, este amplasată în imediata apropiere a orașului cu același nume, în esență fiind vorba de o centrală de tip baraj, prevăzută a fi echipată cu două hidroagregate de tip bulb, dintre care un hidroagregat clasic și unul reversibil.

Centrala va beneficia de un lac de acumulare cu un volum de circa 19 milioane m³ apă și de o putere instalată de circa 28 MW, prevăzută a fi utilizată în medie circa 3000 ore/an.

Cele două hidroagregate ce urmează a echipa centrala reprezintă primele de acest gen realizate în țară, concepția lor fiind asigurată de Centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru echipamente Hidroenergetice (CCSITEH) — Reșița, iar execuția de Intreprinderea de Construcții de Mașini (ICM) — Reșița.

Avînd în vedere cele de mai sus, cît și puținele realizări existente pe plan mondial în acest domeniu, CHE Slatina are pentru început un caracter experimental, concluziile obținute în cursul exploatării acesteia urmînd

a servi ulterior ca bază de plecare a unei fabricații de serie a hidroagregatelor de acest gen în R. S. România.

Lucrarea de față își propune prezentarea pe scurt a principalelor rezultate obținute de CCSITEH — Reșița pe linia cercetării și proiectării hidroagregatului de tip bulb clasic din CHE Slatina.

Datele de calcul luate în considerare la dimensionarea hidroagregatului au avut ca punct de plecare necesitatea turbinării unui debit maxim de 165 m^3/s în condițiile unei căderi nete de calcul de 9,5 m ; s-a ținut seama, de asemenea, că limitele căderilor nete între care trebuie asigurată exploatarea mașinii variază de la 6 la 12,8 m.

Principalele caracteristici dimensionale și tehnice ale turbinei au fost determinate pe baza caracteristicilor unui model hidraulic realizat la scară redusă în cadrul laboratorului CCSITEH — Reșița. Încercările energetice ale modelului s-au efectuat într-un stand în circuit deschis, ceea ce a permis determinarea randamentelor cu o precizie de $\pm 0{,}45\%$, mulțumită folosirii lagărelor hidraulice în construcția modelului și respectiv a unei aparaturi de măsură de foarte înaltă precizie.

Încercările cavitaționale, cît și o serie de alte încercări speciale ale modelului au fost executate într-o stațiune în circuit închis, universal folosită la încercarea modelelor de turbine hidraulice în cadrul CCSITEH — Reșița.

Pornind de la rezultatele obținute în urma încercărilor de laborator și respectiv de la analiza unui număr mare de variante posibile de realizare a hidroagregatului industrial (din punct de vedere al diametrului rotorului turbinei și al turației nominale), parametrii finali ai acestuia — diametrul rotorului turbinei și turația nominală — au fost stabiliți la 5,0 m și respectiv 88,2 rot/min.

Varianta aleasă, deși nu corespunde regimului optim de funcționare a turbinei propriu-zise, prezintă însă avantajul realizării celui mai economic hidroagregat, atît din punct de vedere al performanțelor lui de ansamblu, cît și din punct de vedere al implicațiilor pe care le are asupra construcției centralei propriu-zise.

Principalele caracteristici tehnice ale hidroagregatului astfel dimensionat au fost redate în tabelul 1.

Caracteristica de exploatare a turbinei, prezentată în coordonatele obișnuite acestor reprezentări — puterea la arborele turbine P și căderea netă H, cu indicarea curbelor de egal randament η și a curbelor de egală sarcină admisibilă de aspirație H_s, pe întregul său domeniu de funcționare, a fost redată în figura 1.

Din punct de vedere constructiv hidroagregatul a fost conceput la nivelul celor mai moderne soluții întîlnite pînă în prezent în acest domeniu, schema constructivă de ansamblu a mașinii fiind redată în figura 2.

În esență, hidroagregatul este o construcție axială, orizontală, cu rotorul turbinei în aval, părțile rotitoare fiind sprijinite pe trei

Tabelul 1

Denumirea	U M	Valoarea
Hidrogeneratorul		
Căderea netă maximă	m	12,8
Căderea netă de calcul	m	9,5
Căderea netă minimă	m	6
Debitul maxim	m^3/s	165
Puterea maximă	kw	13.700
Sarcina maximă admisibilă de aspirație	m	—6,0
Turația maximă de ambalare	rot/min.	230
Hidrogeneratorul		
Puterea nominală aparentă	KVA	13500
Tensiunea nominală	V	6300±5%
Frecvența	Hz	50
Factorul de putere nominal	—	0,975

lagăre ; spriijnirea ansamblului imersat, în fundația tubulară a hidroagregatului, se realizează în amonte prin intermediul a două picioare de susținere profilate hidrodinamic, iar în aval pe statorul turbinei.

Construcția hidroagregatului este gîndită în ipoteza existenței a două puțuri de montaj, unul situat în zona hidrogeneratorului și unul în zona turbinei propriu-zise.

Rotorul turbinei este de tip Kaplan, cu 4 palete profilate, reglabile prin intermediul unui servomotor axial și a unui ansamblu cinematic biele-manivele cuprinse în interiorul butucului rotorului.

Paletele rotorului, turnate dintr-un oțel inoxidabil rezistent la eroziune, coroziune și cavitație, sînt etanșate pe gulerul lor, în ferestrele butucului rotorului, cu garnituri speciale din cauciuc.

Reglarea debitului turbinat se face cu ajutorul unui aparat director de tip conic, avînd

un total de 16 palete profilate, reglabile, acționate prin sisteme de pîrghii cu articulații sferice, legate la un inel de reglare central; puse radial 8 coloane profilate hidrodinamic; cele două coloane din planul vertical al statorului permit scoaterea cablurilor de forță

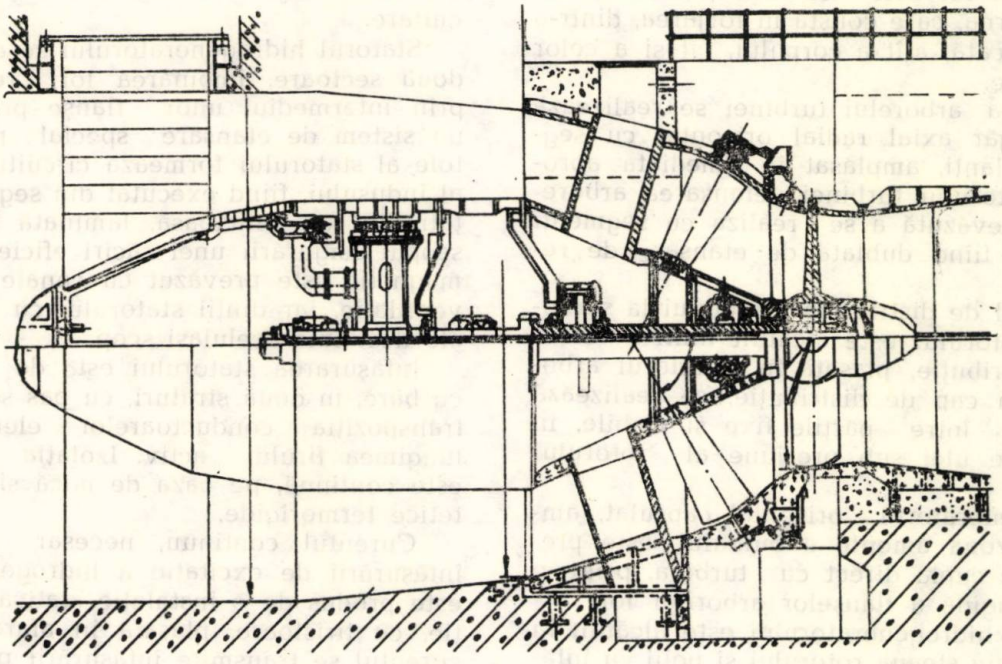


Fig. 1 Caracteristică de exploatare a turbinei.

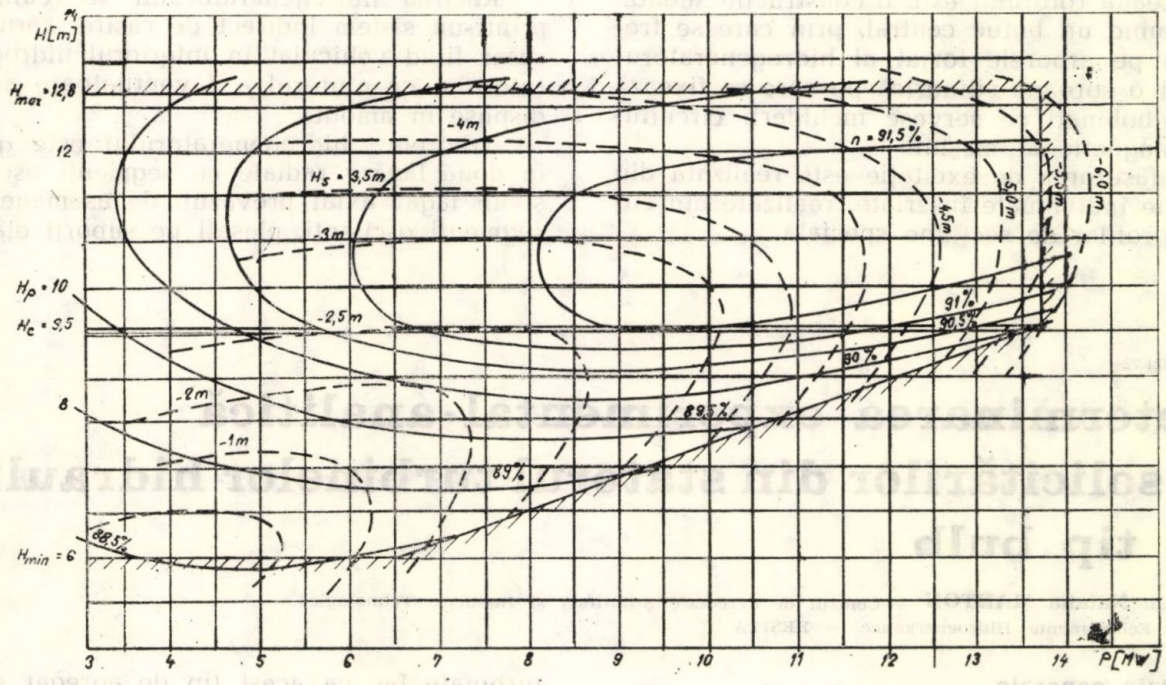


Fig. 2 Schema constructivă de ansamblu al hidroagregatului.

inelul de reglare este pus în mișcare prin intermediul a două servomotoare hidraulice verticale instalate pe suporți speciali prevăzuți în acest scop în fundația hidroagregatului.

Statorul turbinei este alcătuit dintr-un inel interior și unul exterior, între care sînt dispuse radial 8 coloane profilate hidrodinamic; cele două coloane din planul vertical al statorului permit scoaterea cablurilor de forță ale hidrogeneratorului și respectiv accesul în interiorul bulbului.

Camera rotorului, cu rol de conducere a apei în zona rotorului turbinei, este o construcție confecționată din oțel inoxidabil, solid nervurată pe jumătatea superioară nebetonată.

Asamblarea camerei rotorului cu aparatul director se realizează prin intermediul unui compensator de montaj, special prevăzut.

Arborele turbinei este conceput într-o soluţie modernă, care constă în forjarea, dintr-o singură bucată, atît a corpului, cît şi a celor două flanşe.

Ghidarea arborelui turbinei se realizează într-un lagăr axial radial orizontal cu segmenţi oscilanţi, amplasat în imediata apropiere a rotorului turbinei; etanşarea arborelui este prevăzută a se realiza cu segmenţi din grafit, fiind dublată de etanşare de rezervă.

Sistemul de distribuţie a uleiului la servomotorul rotorului este alcătuit dintr-o colcană de distribuţie, plasată în interiorul arborelui şi un cap de distribuţie, ce realizează racordarea între părţile fixe şi mobile, în circuitul de ulei sub presiune al rotorului turbinei.

Hidrogeneratorul orizontal capsulat, amplasat în zona amonte a bulbului, este prevăzut a se cupla direct cu turbina, printr-o îmbinare rigidă a flanşelor arborilor lor.

Rotorul hidrogeneratorului este alcătuit în principal, din steaua rotorului şi polii cu înfăşurarea de excitaţie.

Steaua rotorului este o construcţie sudată, conţinînd un butuc central, prin care se fretează pe arborele forjat al hidrogeneratorului şi o coroană cilindrică pe care se fixează polii bobinaţi ce servesc închiderii circuitului magnetic al maşinii.

Înfăşurarea de excitaţie este realizată din bobine individuale înseriate, realizate din cupru profilat de secţiune specială.

Rotorul este prevăzut cu o înfăşurare de amortizare, realizată din bare de cupru amplasate în tălpile polare şi scurtcircuitate între ele cu ajutorul segmenţilor de scurtcircuitare.

Statorul hidrogeneratorului se execută din două sectoare, îmbinarea lor realizîndu-se prin intermediul unor flanşe prevăzute cu un sistem de etanşare special; pachetul de tole al statorului formează circuitul magnetic al indusului, fiind executat din segmenţi ştanţaţi din tolă silicioasă, laminată la rece. În scopul asigurării unei răciri eficiente, miezul magnetic este prevăzut cu canale radiale de ventilaţie, iar dinţii statorului cu canale axiale destinate aceluiaşi scop.

Înfăşurarea statorului este de tip ondulat cu bare, în două straturi, cu pas scurtat şi cu transpoziţia conductoarelor elementare pe lungimea firului activ. Izolaţia înfăşurării este continuă, pe baza de mică şi răşini sintetice termorigide.

Curentul continuu, necesar alimentării înfăşurării de excitaţie a hidrogeneratorului, este produs de o instalaţie statică de excitaţie, cu tiristoare, plasată în afara capsulei; curentul se transmite înfăşurării prin inele şi perii de contact.

Răcirea hidrogeneratorului se realizează printr-un sistem indirect de răcire, aerul necesar fiind vehiculat în interiorul hidrogeneratorului cu ajutorul a 5 ventilatoare axiale, dispuse în amonte.

Arborele hidrogeneratorului este ghidat în două lagăre radiale cu segmenţi oscilanţi şi un lagăr axial prevăzut, de asemenea, cu segmenţi oscilanţi, plasaţi pe suporţi elastici.

CZ : 621.224

Determinarea experimental-analitică a solicitărilor din statorul turbinelor hidraulice de tip bulb

Fizician Natalia **MARTON** — Centrul de Cercetare Ştiinţifică şi Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice — REŞIŢA

Date generale

Hidroagregatul de tip bulb reprezintă o construcţie cu ax orizontal la care generatorul este dispus într-o capsulă metalică în traseul hidraulic al turbinei ca în figura 1. Această construcţie permite o simplificare a traseului de scurgere a apei şi o reducere a costului lucrărilor de construcţie faţă de agregatele axiale de tip Kaplan. Debitele mari turbinate fac ca acest tip de agregat să fie specific căderilor foarte joase, sub 15 m, şi debitelor foarte mari.

Statorul turbinei reprezintă, din punctul de vedere al rezistenţei, subansamblul de bază. Rolul său este de preluare a tuturor sarcinilor (atît în stare de repaus a agregatului, cît şi în stare de funcţionare a sa) şi transmiterea acestor sarcini la fundaţia din beton a amenajării. Constructiv, el este for-

mat din două inele concentrice, între care sînt fixate coloanele profilate hidrodinamic [1]. Astfel, hidroagregatul de tip bulb reprezintă o construcție static nedeterminată, formată din capsula hidrogeneratorului cu subansamblele conținute în ea, suspendată prin intermediul coloanelor statorice și ale coloanelor capului amonte de fundație. În unele cazuri poate exista și o rezemare directă pe o pilă de beton (figura 1).

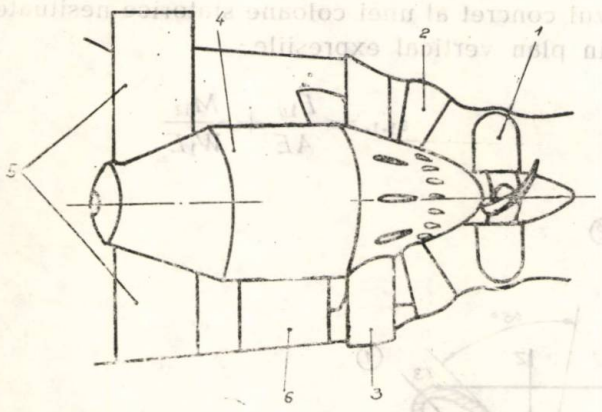


Fig. 1 Construcția hidroagregatului de tip bulb.
1 rotorul turbinei ; 2. aparatul director ; 3. statorul ; 4. capsula ; 5. coloane cap amonte ; 6. Pilă de rezemare.

Coloanele statorice reprezintă subansamble de rezistență importante ale hidroagregatului, de aceea este necesară determinarea experimentală pe model a solicitărilor care apar în acestea, mai ales că un calcul teoretic riguros nu poate fi efectuat.

Principalele forțe și momente care acționează asupra hidroagregatului sînt (fig. 2) :

F_N — forța axială a curentului care acționează asupra aparatului director și rotorului și care este preluată de stator ;
M_N — momentul de rotație (momentul axial) ;
A_N — forța arhimedică care acționează în centrul de greutate al volumului de apă dezlocuit de capsulă ;
G_N — greutatea hidrogeneratorului și a rotorului care acționează în centrul de greutate al sistemului.

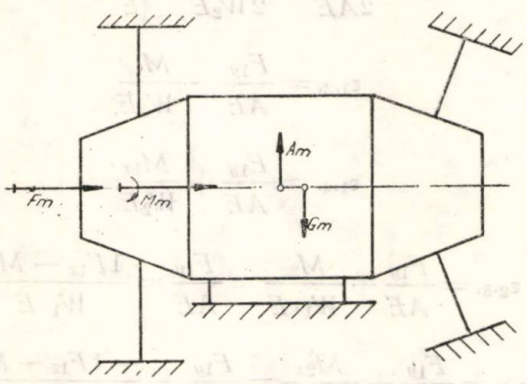


Fig. 2 Schema forțelor și momentelor.

În funcție de regimul de funcționare, F_N și M_N se modifică, pe cînd A_N și G_N rămîn constante.

Se consideră partea centrală a hidroagregatului ca fiind suspendată pe coloanele statorice ale capului amonte și rezemată pe pila de beton. Considerînd coloanele încastrate în capsulă, respectiv în fundația hidroagregatului se urmărește determinarea solicitărilor din coloanele statorice sub acțiunea sistemului de forțe și momente F_N, M_N, A_N, G_N, considerînd diferite variante de suspendare și diferite regimuri de funcționare.

Zonele critice ale coloanelor statorice sînt cele de încastrare la extremități.

Componentele sistemului F_N M_N A_N G_N produc, într-o secțiune transversală a coloanei în zona de încastrare, solicitări la încovoiere oblică, torsiune-forfecare, compresiune sau întindere. Astfel, la suprafața coloanei se produce o stare de solicitare biaxială cu direcții principale necunoscute inițial. Investigarea experimentală a acestei stări de solicitări se poate face prin utilizarea TER (traductoare electrotensometrice rezistive), tridirecționale, amplasate în număr cît mai mare în secțiunea care ne interesează, deci un volum foarte mare de muncă. Numărul mare de TER este necesar și datorită faptului că prin modificarea regimului de funcționare, deci a valorilor F_N și M_N, punctele de maximă solicitare se vor deplasa pe conturul secțiunii coloanei.

Pentru a evita complicațiile amintite, analiza stării de solicitare a coloanei se poate face pe cale experimental-analitică, determinînd forța și momentul (respectiv componentele lor după un sistem de axe ortogonal) care acționează în centrul de greutate al secțiunilor critice, ulterior putînd fi calculate eforturilor unitare în orice punct de pe conturul secțiunii.

Determinarea forței și momentului din centrul de greutate al secțiunii coloanei

În figura 3 este reprezentată o coloană statorică. S-au notat cu **1** și **2** secțiunile de încastrare în fundație și capsulă.

Sistemul ortogonal de cordonate ales $0xyz$ are originea în centrul de greutate al secțiunii **1**.

Dacă F_1, M_1 reprezintă forța și momentul care aciționează în centrul de greutate al secțiunii **1**, iar F_2 și M_2 cele care acționează în centrul de greutate al secțiunii **2**, componentele acestora față de sistemul de coordonare $0xyz$ va fi :

$$\begin{matrix} F_{1x} & F_{1y} & F_{1z} & M_{1x} & M_{1y} & M_{1z} \\ F_{2x} & F_{2y} & F_{2z} & M_{2x} & M_{2y} & M_{2z} \end{matrix} \quad (1)$$

Acestea reprezintă acțiunea părții îndepărtate asupra coloanei.

Se observă că necunoscutele (1) sînt în număr de 12. Din condiția de echilibru a coloanei detașate pot fi scrise relațiile:

$$\begin{aligned} F_{2x} &= -F_{1x} & M_{2x} &= -lF_{1z} - M_{1x} \\ F_{2y} &= -F_{1y} & M_{2y} &= -M_{1y} \\ F_{2z} &= -F_{1z} & M_{2z} &= lF_{1x} - M_{1z} \end{aligned} \qquad (2)$$

unde l este lungimea coloanei.

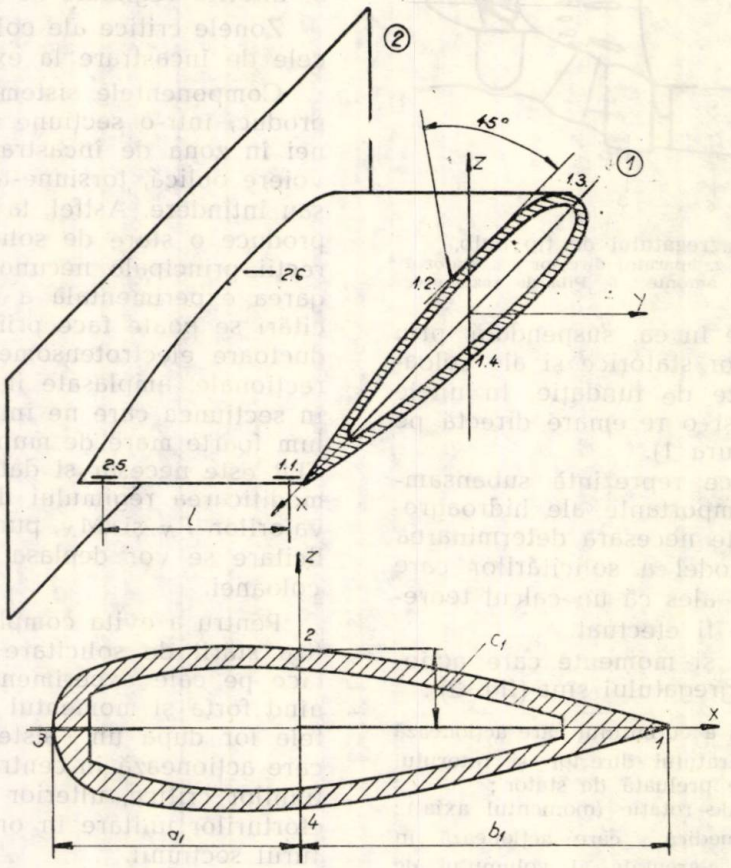


Fig. 3 Sistemul de referință pentru calculul coloanei și amplasarea traductoarelor.

Ținînd cont de aceste relații numărul necunoscutelor se poate reduce la 6: (F_{1x}, F_{1y}, F_{1z}), (M_{1x}, M_{1y}, M_{1z})

Aceste necunoscute se pot determina din relațiile dintre deformațiile specifice în 6 puncte de pe conturul coloanei și componentele F_{1x}, F_{1y}, F_{1z}, M_{1x}. M_{1y}, M_{1z}.

Pentru determinarea deformațiilor specifice se utilizează 6 TER. Amplasarea lor în cele două secțiuni critice ale coloanei trebuie făcută în așa fel încît să fie respectate condițiile:

— fiecare TER să fie influențat de cel puțin o componentă a forței și momentului;

— fiecare componentă a forței și momentului influențează cel puțin un TER.

Aceste condiții sînt îndeplinite în cazul amplasării unor TER monodirecționale conform schemei din figura 3.

Dependența între deformațiile măsurate și componentele forței și momentului au în cazul concret al unei coloane statorice nesituate în plan vertical expresiile:

$$\varepsilon_{1.1.} = \frac{F_{1y}}{AE} + \frac{M_{1z}}{W_1 E}$$

$$\varepsilon_{1.2.} = \frac{F_{1y}}{2AE} - \frac{M_{1x}}{2W_2 E} + \frac{\tau}{E}(1+\mu)$$

$$\varepsilon_{1.3.} = \frac{F_{1y}}{AE} - \frac{M_{1z}}{W_3 E} \qquad (3)$$

$$\varepsilon_{1.4.} = \frac{F_{1y}}{AE} + \frac{M_{1x}}{W_2 E}$$

$$\varepsilon_{2.5.} = \frac{F_{1y}}{AE} + \frac{M_{2z}}{W_1 \cdot E} = \frac{F_{1y}}{AE} = \frac{lF_{1x} - M_{1z}}{W_1 \cdot E}$$

$$\varepsilon_{2.6.} = \frac{F_{1y}}{AE} + \frac{M_{2x}}{W_2 \cdot E} = \frac{F_{1y}}{AE} + \frac{-lF_{1z} - M_{1x}}{W_2 \cdot E}$$

În acest sistem prin *1* s-a notat distanța dintre secțiunile transversale ale coloanei care trece prin mijlocul TER.

$$\tau = \frac{F_{1x} S_z}{2\delta I_z} + \frac{M_{1y}}{2\Omega\delta} \qquad W_1 = \frac{I_z}{b_1}$$

$$W_2 = W_4 = \frac{I_x}{c_1} \qquad W_3 = \frac{I_z}{a_1}$$

În sistemul de ecuații (3) și în figura 3 s-au utilizat următoarele notații :

- 0 — centrul de greutate al secțiunii ;
- ε_{ij} — deformații măsurate cu TER ;
- I_x, I_z — momente de inerție ale secțiunii față de axele O_x respectiv O_z ;
- W_1, W_2, W_4 — module de rezistență ;
- A — aria secțiunii coloanei ;
- S_z — momentul static al jumătății din dreapta (sau stînga) al secțiunii transversale față de axa O_z;
- δ — grosimea tablei coloanei ;
- Ω — aria compartimentului coloanei.

Calculul solicitărilor pe conturul secțiunilor de încastrare ale coloanei

Rezolvînd sistemul (3) și ținînd cont de condițiile de echilibru (2) rezultă (componentele forței și momentului în cele două secțiuni de încastrare.

Într-un punct al secțiunilor considerate în urma acțiunii forței F și a momentului M vor apărea eforturile :

$$\sigma_y = -\frac{F_{iy}}{A} + \frac{M_{iz}}{I_z} X - \frac{M_{ix}}{I_x} Z \qquad i = 1,2 \qquad (4)$$

$$\tau_{xy} = \frac{F_{ix} S_z}{2\delta I_z} + \frac{M_{iy}}{2}, \text{ unde}$$

i este indicele secțiunii în care se calculează solicitările.

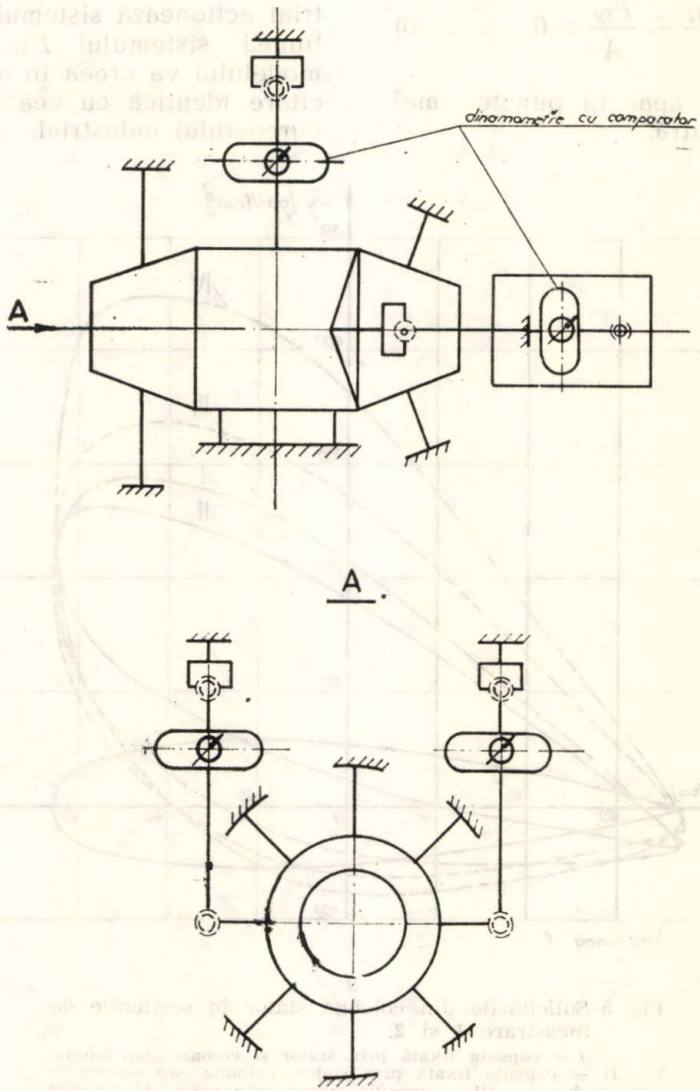


Fig. 4 Schema de încărcare a modelului experimental.

Relațiile sînt scrise pentru un punct $P(xy)$ situat în cadranul 1 și în ipoteza ca $F_y > 0$; $M_x > 0$; $M_z > 0$.

Variația lui σ_y pe conturul secțiunii coloanei se obține înlocuind în relațiile (4) coordonatele punctelor în care ne interesează solicitările cu luarea în considerare a semnului lor.

Cunoscînd într-un punct al secțiunii valorile σ_y și τ_{xy} se pot determina eforturile unitare principale și efortul unitar redus:

$$\sigma_{1.2} = \frac{1}{2}\left(\sigma_y \pm \sqrt{\sigma_y^2 + 4\tau_{xy}^2}\right)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} \qquad (5)$$

Ecuația axei neutre a secțiunii rezultă din condiția:

$$\sigma_y = 0$$

sau:

$$-\frac{M_{ix}}{I_x} + \frac{M_{iz}}{I_z} - \frac{F_{iy}}{A} = 0 \qquad (6)$$

Solicitările maxime apar în puncte mai îndepărtate de axa neutră.

Rezultate experimentale

Primul hidroagregat de tip bulb realizat în țară este destinat centralei hidroelectrice Slatina-Olt. Acesta are o putere de 13.700 KW și diametrul rotorului are 5 m. Pentru analiza rezistenței statorului s-a aplicat metoda prezentată mai sus.

Măsurătorile s-au efectuat pe un model de rezistență al statorului turbinei bulb executat la scara: $\lambda = \frac{1}{10}$

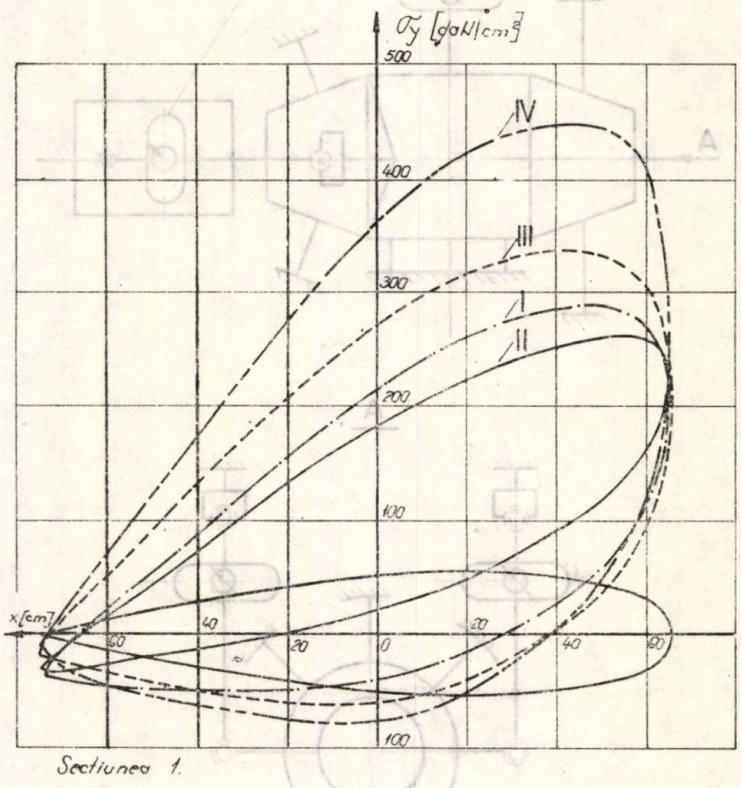
Alegînd drept criteriu de similitudine egalitatea solicitărilor în zone omoloage ale modelului **M** și hidroagregatului industrial **N** rezultă scările pentru forțe și momente:

$$\sigma_M = \sigma_N$$

$$F_M = \lambda_F F_N = \lambda^2 F_N \qquad (7)$$

$$M_M = \lambda_M M_N = \lambda^3 M_N$$

Astfel dacă asupra hidroagregatului industrial acționează sistemul $F_N\ M_N\ G_N\ A_N$ acțiunea sistemului F_M, M_M, G_M, A_M asupra modelului va creea în acesta o stare de solicitare identică cu cea care apare în hidroagregatului industrial.

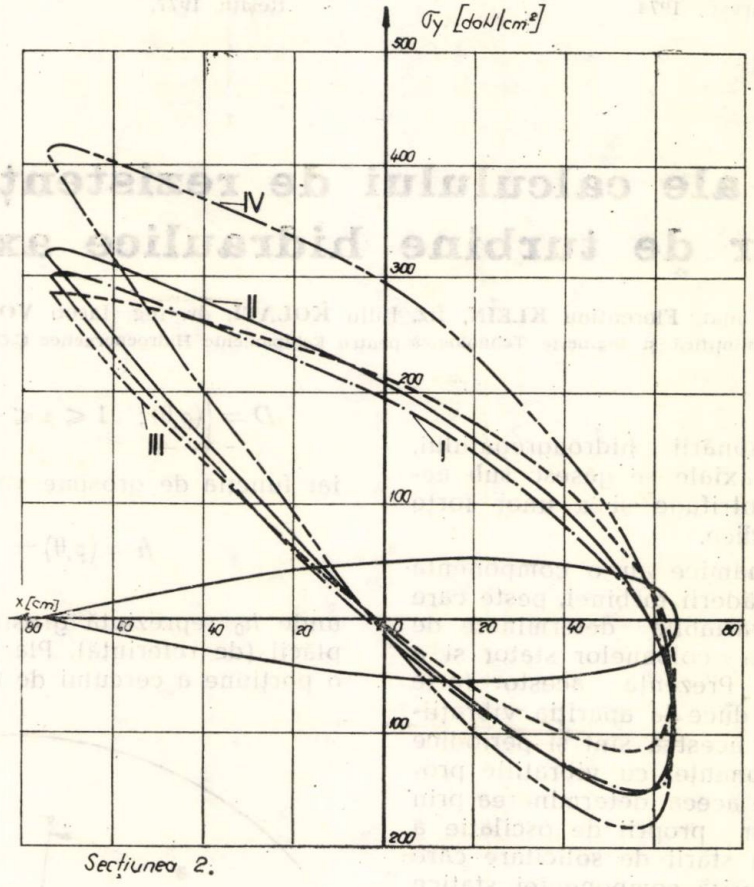


a

Fig. 5 Solicitările din coloana stator în secțiunile de încastrare **1** și **2**.

I — capsula fixată prin stator și coloane cap amonte; *II* — capsula fixată prin stator, coloane cap amonte și pila de beton; *III* — capsula fixată prin stator și coloana superioară a capului amonte; *IV* — capsula fixată prin stator.

Aplicarea componentelor sistemului F_M, M_M, A_M, G_M s-a făcut succesiv cu ajutorul unor dispozitive speciale, care au permis aplicarea acestora asupra părții centrale a modelului și după drepte suport similare cu forțele și momentele care acționează asupra hidroagregatului industrial.



b

Întrucît toate aceste componente acționează simultan, deformația rezultantă s-a calculat aplicînd principiul suprapunerii efectelor [2]:

$$\varepsilon_{ij} = C_{ij}^{F} \cdot F_M + C_{ij}^{M} \cdot M_M + C_{ij}^{A} \cdot A_M + C_{ij}^{G} \cdot G_M \quad (8)$$

unde C_{ij} reprezintă coeficienții de influență calculați pentru fiecare traductor și fiecare caz de rezemare al modelului.

$$C_{ij}^{F} = \frac{\varepsilon'_{ij}}{F_M} \quad \text{cînd} \quad M_M = 0 \; G_M = 0 \; A_M = 0$$

$$C_{ij}^{M} = \frac{\varepsilon''_{ij}}{M_M} \quad \text{cînd} \quad F_M = 0 \; G_M = 0 \; A_M = 0 \; \text{etc.}$$

Utilizarea acestor coeficienți de influență permite reducerea considerabilă a numărului de măsurări, calculele putînd fi efectuate pentru orice combinație F_M M_M G_M A_M deci pentru orice regim de funcționare. De asemenea, se pot separa efectele fiecărei componente a sistemului.

Deformațiile calculate cu relația (8) se introduc în sistemul (3) de unde se calculează componentele forței și momentului din centrul de greutate al secțiunii și apoi cu relațiile (4) și (5) eforturile pe conturul secțiunii coloanei.

Pentru exemplificare în figura 5 este reprezentată variația lui σ_y pe conturul celor 2 secțiuni de încastrare ale unei coloane statorice în diferite cazuri de rezemare a capsulei.

Concluzii

Metoda dezvoltată în lucrare a permis analiza solicitărilor din statorul turbinei bulb și influența condițiilor de fixare a agregatului în fundație asupra acestora. S-au pus în evidență atît variația eforturilor, cît și valorile efective ale solicitărilor. Utilizarea ca elemente primare a datelor din măsurători efective pe model asigură precizia necesară. Metoda poate fi aplicată și la alte tipuri de construcții static nedeterminate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Steklov, M. L.:* „Gorizontalinîe ghidravliceskie turbinî" Maşinostroenie, Leningrad, 1974.

[2] *Buzdugan, Gh.:* „Rezistenţa materialelor". Editura Tehnică, Bucureşti, 1974.

[3] * * *: „Cercetări privind dimensionarea raţională şi reducerea consumului de metal a turbinele hidraulice. Determinarea solicitărilor în statorul turbinei bulb". Uz intern, CCSITEH Reşiţa, 1977.

CZ : 621.224 : 621-22

Probleme ale calculului de rezistenţă a paletelor de turbine hidraulice axiale

Fiz. Natalia **MARTON**, mat. Florentina **KLEIN**, fiz. Iuliu **KOLATI**, dr. ing. Iacob **VOIA**
— Centrul de Cercetare Ştiinţifică şi Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice C.C.S.I.T.E.H — REŞIŢA

Introducere

În timpul funcţionării hidroagregatului, paletele turbinelor axiale se găsesc sub acţiunea forţelor centrifuge şi a unor forţe hidrodinamice periodice.

Forţele hidrodinamice au o componentă constantă, datorită căderii turbinei, peste care se suprapun forţe variabile determinate de prezenţa în curent a coloanelor stator şi a paletelor directoare. Prezenţa acestor forţe perturbatoare poate duce la apariţia vibraţiilor forţate, iar dacă acestea sînt şi periodice există pericolul rezonanţei cu vibraţiile proprii ale paletelor. De aceea, determinarea prin calcul a frecvenţelor proprii de oscilaţie a paletei, precum şi a stării de solicitare care apare în paletă datorită componentei statice a forţelor hidrodinamice prezintă un interes deosebit.

Geometria paletei

Paleta turbinelor axiale (Kaplan, bulb) poate fi asimilată cu o placă plană elastică, avînd forma unei porţiuni de coroană circulară limitată de cercurile concentrice $r=a$ şi $r=b$, cu $a<b$ şi de unghiurile $\theta=0$ şi $\theta=\theta_3$ ca în figura 1, [1, 2, 3].

Într-un sistem de coordonate polare (r, θ), cu polul în centrul comun al celor două cercuri, paletei îi corespunde domeniul plan :

$$D^*=\{(r,\theta);\quad a\leqslant r\leqslant b;\quad 0\leqslant\theta\leqslant\theta_3\} \qquad (1)$$

Grosimea plăcii variază atît radial, cît şi tangenţial, deci :

$$h=h(r;\theta) \qquad (2)$$

În sistemul de coordonate modificat (ρ,θ), cu relaţiile $\rho=\frac{r}{a}$, $\theta=\theta$, domeniul D^* se transformă în domeniul D :

$$D=\left\{(\rho,\theta);\quad 1\leqslant\rho\leqslant\frac{b}{a};\quad 0\leqslant\theta\leqslant\theta_3\right\} \qquad (1')$$

iar funcţia de grosime va deveni :

$$h=(\rho,\theta)=\frac{h(a\rho,\theta)}{h_0} \qquad (2')$$

unde h_0 reprezintă grosimea caracteristică a plăcii (de referinţă). Placa este încastrată pe o porţiune a cercului de rază mică, corespunzătoare unghiului $\theta_1\leqslant\theta\leqslant\theta_2$ şi este liberă faţă de momentele încovoietoare şi forţele transversale pe restul conturului.

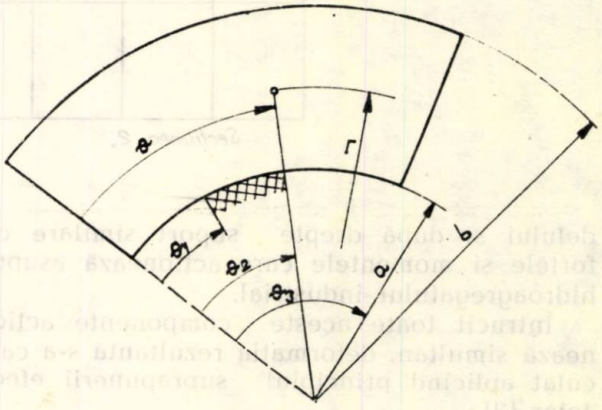


Fig. 1 Geometria paletei.

Matematic, această condiţie se exprimă prin relaţiile :

$$w=0;\quad \frac{\partial w}{\partial\rho}\ \text{pentru}\ \rho=1,\quad \theta_1\leqslant\theta\leqslant\theta_2 \qquad (3)$$

unde w este săgeata de încovoiere.

Modelul matematic

Modelul matematic se bazează pe o metodă energetică. Dacă $w(\rho,\theta)$ reprezintă

amplitudinea săgeții de încovoiere, se aplică principiul minimei acțiuni în baza căruia w satisface ecuația variațională :

$$\delta(u - W) = 0 \qquad (4)$$

unde :

$$U = \frac{E h_0^3}{24 a^2 (1-\nu^2)} \iint_D \overline{h}^3 [(\Delta w)^2 - (1-\nu) L(w, w)] \cdot$$

$$\cdot \rho d\rho d\theta, \qquad (5)$$

este energia potențială a plăcii, iar W este energia de deformație sau cinetică a plăcii, valoarea ei fiind precizată în continuare [1, 2, 3].

În relația (5) s-au notat :

E — modulul de elasticitate ;
ν — coeficientul lui Poisson.

$$\Delta w = \frac{\partial^2 w}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial w}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2}$$

$$L(w, w) = 2 \left[\frac{\partial^2 w}{\partial \rho^2} \left(\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial w}{\partial \rho} + \frac{1}{\rho^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) - \right.$$

$$\left. - \left(\frac{\partial}{\partial \rho} \cdot \frac{1}{\rho} \frac{\partial w}{\partial \theta} \right)^2 \right]$$

Ecuația (4) se rezolvă cu metoda Ritz. În acest scop săgeata de încovoiere $w(\rho, \theta)$ care dă ecuației (4) valoarea extremă, se alege de forma :

$$w(\rho, \theta) = \sum_{i=1}^{n} a_i w_i(\rho, \theta) = \sum_{i=1}^{n} a_i f_i(\rho) \varphi_i(\theta) \qquad (6)$$

unde a_i sînt coeficienți numerici ce urmează a fi determinați în așa fel încît ecuația (4) să fie satisfăcută, iar funcțiile $f_i(\rho)\,\varphi_i(\theta)$ sînt funcții convenabil alese astfel ca să fie satisfăcută condiția (3).

Avînd în vedere expresia (6) ecuația (4) conduce la următorul sistem de ecuații liniare :

$$\frac{\partial U}{\partial a_i} - \frac{\partial W}{\partial a_i} = 0 \qquad (7)$$

din care se determină coeficienții a_i.

Determinarea frecvențelor proprii de oscilație

În acest caz energia cinetică maximă a plăcii are forma :

$$W \equiv T = \frac{h_0 \gamma a^2 \omega^2}{2g} \iint_D \overline{h} w^2 \rho d\rho d\theta \qquad (8)$$

unde :

γ — greutatea specifică ;
ω — pulsația uneia din oscilațiile proprii ale plăcii.

Sistemul de ecuații (7) devine :

$$\frac{E h_0^3}{12 a^2 (1-\nu^2)} \sum_{i=1}^{n} a_i u_{ij} - \frac{h_0 a^2 \omega^2}{g} \sum_{i=1}^{n} a_i t_{ij} = 0 \qquad (9)$$

$$j = 1, 2 \ldots n$$

unde :

$$u_{ij} = \iint_D \overline{h}^3 \sum_{k=1}^{5} F_k \Phi_k \rho d\rho d\theta \qquad (10)$$

$$t_{ij} = \iint_D \overline{h} f_i f_j \varphi_i \varphi_j \rho d\rho d\theta$$

iar F_k, Φ_k sînt funcții de (f_i, φ_i).
Utilizînd notații matriciale se poate scrie :

$$[A - \lambda B] X = 0 \qquad (11)$$

cu

$$A = [u_{ij}]; \quad B = [t_{ij}]; \quad X = \begin{bmatrix} a_1 \\ \vdots \\ a_n \end{bmatrix}; \quad 0 = \begin{bmatrix} 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}$$

și

$$\lambda = \frac{12 a^3 \gamma (1-\nu^2) \omega^2}{E g h_0^2} \qquad (12)$$

unde λ reprezintă valoarea proprie aproximativă a ecuației (11).

Valorile pulsațiilor proprii ω ale diferitelor moduri de oscilație se obțin din valorile proprii ale ecuației (11) utilizînd relația :

$$\omega = \frac{h_0}{2a^2} \sqrt{\frac{E g \lambda}{3\gamma(1-\nu^2)}} \quad [\text{rad/s}] \qquad (13)$$

Algoritmul pentru determinarea oscilațiilor proprii cuprinde următoarele etape :

— se precizează datele inițiale ale problemei, respectiv valorile E, ν, g, a, b, θ_1, θ_2, θ_3 γ, h_0 precum și valorile h (ρ, θ) sub formă tabelară în nodurile unei rețele obținute prin împărțirea intervalelor $[a, b]$, $[0, \theta_1]$, $[\theta_1, \theta_2]$, $[\theta_2, \theta_3]$ în cîte 10 părți egale ;

— alegerea funcțiilor f_i, φ_i s-a făcut conform metodei din [1] pentru $n = 20$. La alegerea acestor funcții, s-a ținut cont de faptul că domeniul D reprezintă de fapt reuniunea a trei domenii care se comportă diferit față de forțele care acționează asupra lor. Aceste funcții fiind alese, se calculează valorile lor și ale derivatelor lor în nodurile rețelei considerate ;

— elementele matricelor A și B se calculează cu ajutorul formulelor Newton-Cotes, după care se calculează valorile proprii utilizînd algoritmii pentru matrice simetrice și definite pozitiv.

Pentru fiecare valoare proprie se poate calcula cu relația (13) frecvența pulsației proprii corespunzătoare.

Metoda permite studierea influenței diferiților parametri geometrici asupra valorii frecvenței oscilațiilor proprii.

Pentru exemplificare se prezintă rezultatul calculului pentru o paletă de turbină Kaplan [7]. Funcția $\bar{h}$ este prezentată în figura 2, iar rezultatele calculului, comparativ cu cele experimentale pentru primele patru frecvențe, în tabelul 1.

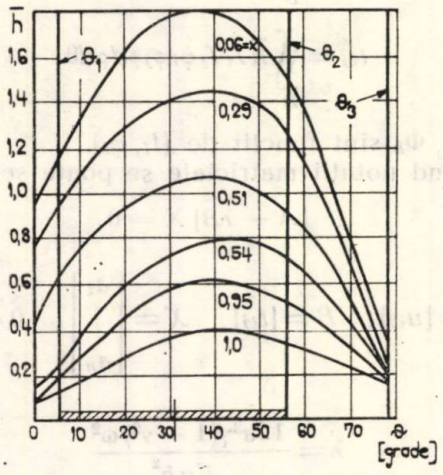


Fig. 2 Graficul variației grosimilor $\bar{h}(\rho,\theta)$ pe suprafața paletei.

Prezentarea comparativă a frecvențelor calculate cu metoda prezentată și măsurată experimental

Tabelul 1

Frecvența Hz	Valoarea teoretică	Valoarea experimentală	Abaterea % $(f_t - f_e)/f_t$
f_1	976,5	917	+6,48
f_2	1230,3	1151	+6,88
f_3	1746,2	1606	+8,72
f_4	2712,4	2255	+20,28

Deformația și solicitarea din paletă pentru o presiune uniform distribuită

Pentru acest caz energia de deformație a plăcii W are expresia [3]:

$$W = \iint_D p_0 \bar{p} w \rho \, d\rho \, d\theta \qquad (14)$$

unde:

p_0 — este presiunea caracteristică de referință;

$\bar{p} = \dfrac{p(\rho,\theta)}{p_0}$

Sistemul de ecuații (7) devine:

$$\sum_{i=1}^{n} a_j \iint_D \bar{h}^3(\rho,\theta) \sum_{k=1}^{5} F_k(\rho)\Phi_k(\theta)\rho \, d\rho \, d\theta = \qquad (15)$$

$$= \frac{p_0}{D_0} a^4 \iint_D \bar{p}(\rho,\theta) f_i(\rho)\varphi_i(\theta)\rho \, d\rho \, d\theta$$

$$i = 1,2,\ldots n$$

cu:

$$D_0 = \frac{E h_0^3}{12(1-\nu^2)}$$

În mod similar celor prezentate mai sus, prin rezolvarea sistemului (15) se determină parametrii a_i, săgețile de încovoiere cu relația (6) și apoi eforturile unitare radiale, tangențiale și de forfecare. Datele inițiale necesare pentru calcul sînt aceleași ca în paragraful precedent, plus presiunea p_0.

Pentru exemplificare se prezintă în figura 3 rezultatele calculului săgeților pentru o paletă, considerînd presiunea uniform distribuită $p_0 = 2{,}35$ daN/cm^2.

Calculul poate fi efectuat și pentru presiuni neuniform distribuite, în care caz trebuie date tabelar valorile $\bar{p}(\rho,\theta)$ în nodurile rețelei, similar grosimilor $\bar{h}(\rho,\theta)$.

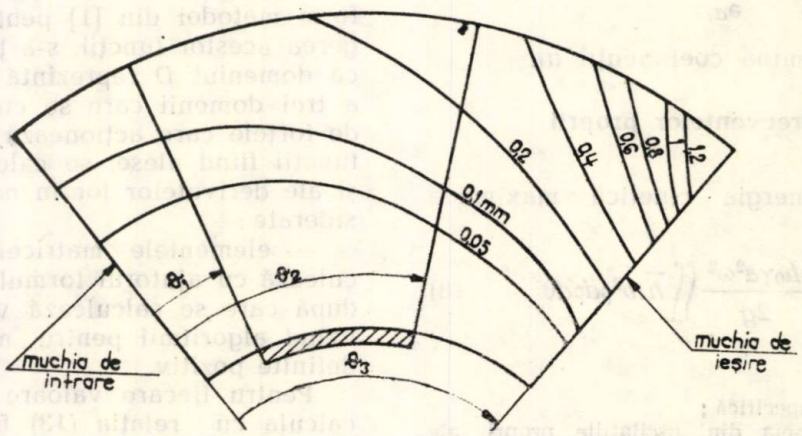


Fig. 3 Distribuția săgeților de încovoiere pe paletă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kantor, B., Usatenko, G. P.:* „Sobstvenîie colebania lopastei osevîh povorotnolopastnîh ghidroturbin." Energomaşinostroenie, nr. 9, 1967.

[2] *Kantor, B., Filipov, A. P.:* „Calculul cu maşina electronică rapidă a plăcii sectoriale încastrate pe o porţiune a conturului interior", Izv. AN. SSSR, OTN, 1962. No. pag. 203—209.

[3] *Zaiţev, G. Z. Aronson, A. Ia.:* „Ustalostnaia procinosti detalei ghidroturbin", Moscova, Ed. Maşinostroienie, 1975.

[4] * * *: Protocol conţinînd rezolvarea temei de contract nr. 38 din 16.X. 1975, Universitatea Babeş-Bolyai, Cluj-Napoca, Facultatea de matematică (Uz intern CCSITEHR).

[4] * * *: Protocol conţinînd rezolvarea temei de contract nr 1974, 5 iulie 1977, Universitatea Babeş-Bolyai, Cluj-Napoca, Facultatea de matematică. (Uz intern CCSITEH Reşiţa).

[6] *Marton, N., Kolati, I.:* „Determinarea frecvenţelor proprii la plăci de grosime variabilă cu condiţii pe contur". În volumul Metode moderne în concepţia şi realizarea hidroagregatelor" Reşiţa, 1978 pag. 211—218.

[7] *Kolati, I., Klein, F.:* „Studiul frecvenţelor proprii ale paletelor de turbine hidraulice axiale". Vol. Metode moderne în concepţia şi realizarea hidroagregatelor. Reşiţa, 1978 pag. 173—179.

[8] *Klein, F., Voia, I.:* „Frecvenţele proprii ale plăcilor sector de cerc încastrate pe conturul interior". Sesiune I.S.R., septembrie, 1979.

CZ : 621.224 : 621-22

Determinarea experimentală a frecvenţelor proprii ale paletelor directoare ale turbinelor hidraulice

Ing. Iuliu **KOLATI** — C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa

Introducere

Evitarea atingerii rezonanţei este o preocupare constantă a constructorilor de maşini. La turbinele hidraulice şi în special la turbinele-pompe această problemă capătă importanţă deosebită în cazul paletelor rotor [2], [3] şi paletelor directoare [4].

Pentru determinarea frecvenţelor proprii se apelează la teoria similitudinii utilizînd în acest scop modele la scară redusă, atît pentru estimarea frecvenţelor cît şi pentru analiza influenţei diferiţilor factori constructivi sau funcţionali asupra lor.

În lucrare se prezintă rezultatele unor cercetări asupra frecvenţelor propri ale paletelor unui aparat director conic, efectuate în laboratorul CCSITEH Reşiţa. Modelul realizat a avut raportul de similitudine geometrică 1 : 13, faţă de paleta reală.

Metoda şi aparatura folosită

Pentru determinarea frecvenţelor proprii s-a utilizat metoda rezonanţei, urmărind valoarea factorului de amplificare $A = \frac{a}{a_0}$ unde a_0 este valoarea acceleraţiei de excitaţie mecanică, iar a — acceleraţia de răspuns, [3]. Urmărind variaţia acestui factor în funcţie de frecvenţă, un salt important (de 10 ... 100 ori) indică o rezonanţă la frecvenţa respectivă.

Figura 1 arată dispozitivele şi schema bloc a aparatelor folosite la măsurări. Figura prezintă vederea de sus a dispozitivului de prindere a paletei aparatului director. Şurubul 4 permite blocarea paletei împotriva rotirii, prin care se modelează blocarea paletei

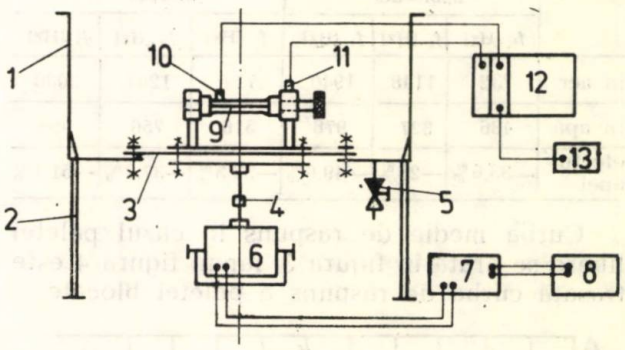


Fig. 1 Dispozitivul de încercare şi schema bloc a aparaturii folosite.
1 — bazin ; 2 — picior de susţinere ; 3 — membrană de cauciuc ; 4 — şurub de filet stînga—dreapta ; 5 — robinet de golire ; 6 — generator de vibraţii mecanice ; 7 — amplificator de semnale sinusoidale ; 9 — paletă directoare ; 10 — accelerometru de măsură ; 11 — accelerometru de control ; 12 — aparat de măsurat vibraţii ; 13 — frecvenţmetru de control.

industriale în regim de funcţionare de durată. Pentru simularea mediului de lucru real al paletei, bazinul din figura 1 se umple cu apă şi se efectuează determinarea frecvenţei de rezonanţă în acest mediu. Este absolut necesară determinarea experimentală în apă a frecvenţei de rezonanţă, datorită faptului că pe cale teoretică se pot determina doar frec-

venţele proprii în aer. Influenţa apei se determină, de la caz la caz, pe cale experimentală.

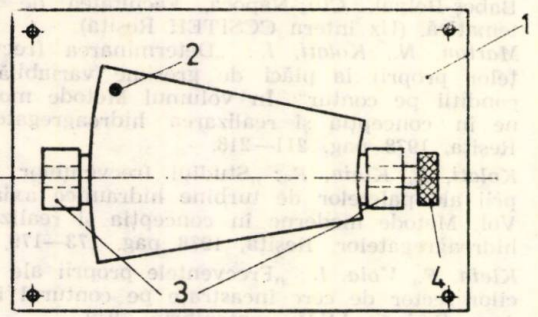


Fig. 2 Vederea de sus a dispozitivului de susţinere a paletei.
1 — placă de bază ; 2 — locul de măsurare pe paletă ; 3 — lagăre cu bucşe de relon ; 4 — şurub cu cap striat.

Regimuri de lucru şi rezultatele experimentale

Experimentările s-au efectuat cu paleta liberă, corespunzător regimului de manevră la pompare şi turbinare, respectiv paleta blocată corespunzător pompării în regim de durată. S-a urmărit influenţa apei, a paletelor învecinate şi a manivelei de acţionare a paletei.

Rezultatele experimentărilor în aer sînt expuse într-o formă concentrată în tabelul 1.

Primele trei frecvenţe de rezonanţă ale paletei în aer şi apă

Tabelul 1

	neblocată			blocată		
	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]	f_3 [Hz]	f_1 [Hz]	f_2 [Hz]	f_3 [Hz]
în aer	732	1148	1940	774	1204	2038
în apă	486	827	978	516	756	996
efectul apei	—33,6%	—28%	—49,6%	—33,3%	—37,2%	—51,1%

Curba medie de răspuns în cazul paletei libere se arată în figura 3, iar în figura 4 este trasată curba de răspuns a paletei blocate.

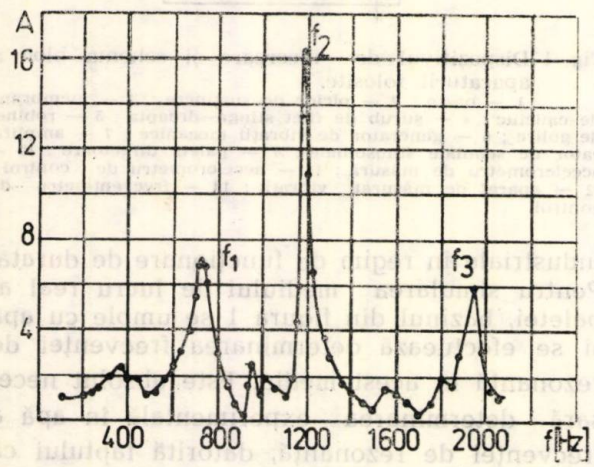


Fig. 3 Curba de răspuns a paletei neblocate, în aer.

Se poate observa că blocarea paletei a avut ca efect ridicarea frecvenţei proprii cu 5—6%, ceea ce justifică blocarea paletei în regimul de durată.

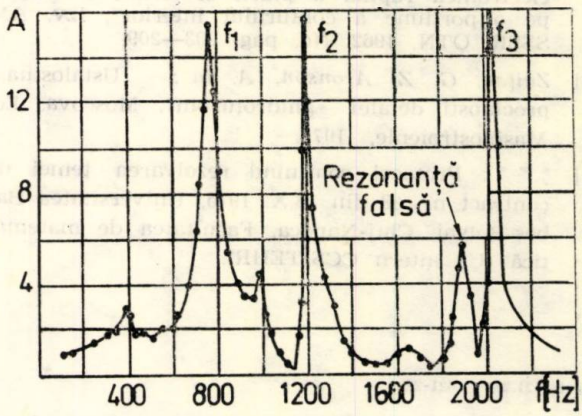


Fig. 4 Curba de răspuns a paletei blocate, în aer.

Măsurările în apă (tabelul 1, fig. 5 şi 6) au arătat o reducere a frecvenţei de rezonanţă între —28% şi —51%.

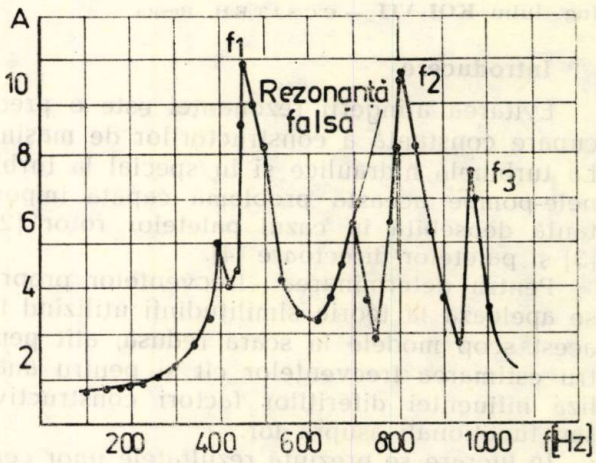


Fig. 5 Curba de rezonanţă a paletei neblocate, în apă.

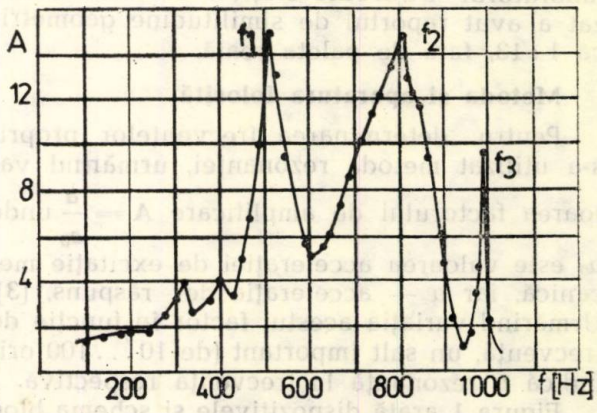


Fig. 6 Curba de rezonanţă a paletei blocate, în apă.

Aceste valori se încadrează între valorile găsite în literatură, de exemplu pentru grupul Kaplan, Salignac [4] care are valoarea de —41%. Valorile discutate sînt valabile atît pentru paleta liberă cît și pentru cea blocată.

Influența paletelor adiacente se poate studia numai în apă. Figura 7 arată schematic metoda de încercare în acest caz, situație ce

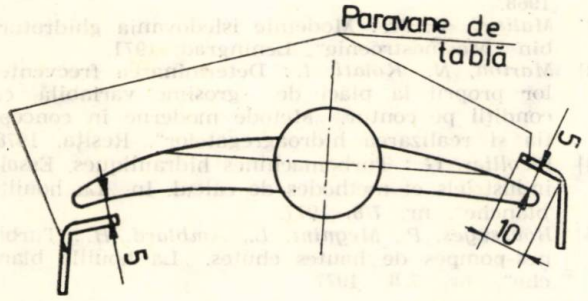


Fig. 7 Schema dispozitivului de încercare pentru evidențierea influenței paletelor învecinate.

corespunde la deschideri foarte mici ale aparatului director. Astfel s-a obținut pentru paleta singulară $f_\infty = 500$ Hz, iar pentru paleta mărginită $f = 490$ Hz. Rezultă o reducere a frecvenței de rezonanță cu 2%. Un studiu complet al modurilor de vibrații reclamă și determinarea liniilor nodale; din dispunerea lor se pot trage concluzii asupra zonelor solicitate la diferite frecvențe de rezonanță.

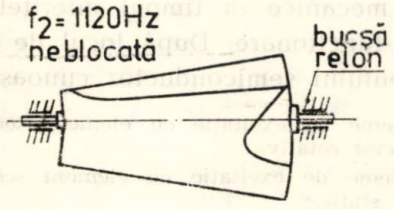


Fig. 8 Poziția liniei nodale la modul 2 de vibrație pentru paleta neblocată, în aer.

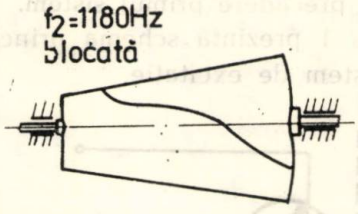


Fig. 9 Poziția liniei nodale la modul 2 de vibrație pentru paleta blocată, în aer.

Din literatură [2] se știe că poziția liniilor nodale nu diferă mult de la aer la apă pentru rezonanță de același ordin, astfel că liniile nodale s-au determinat numai în aer cu metoda figurilor Lissajou [2]. În figurile 8 și 9 se arată pozițiile liniilor nodale la modul 2 de vibrație la paleta blocată respectiv liberă. La modul 1 de vibrație nu există linii nodale pe suprafața paletei, poziția lor se confundă cu linia lagărelor.

Transpunerea rezultatelor pe mașina industrială

Ținînd cont de formula de transpunere de la model la prototip din [1], [2], se poate calcula frecvența de rezonanță a mașinii industriale în apă, cu relația:

$$f_{pi} = f_{mi} \frac{D_m}{D_p} \sqrt{\frac{E_p}{E_m} \cdot \frac{\gamma_m}{\gamma_p}} \qquad (1)$$

unde:

f_m — este frecvența de rezonanță de ordinul i al modelului în apă;
f_{pi} — frecvența de rezonanță de ordinul i al prototipului în apă;
E_p, E_m — modulele de elasticitate respective;
γ_m, γ_p — greutățile specifice corespunzătoare materialului prototipului și a modelului.

Dacă prototipul și modelul sînt confecționate din același material formula devine:

$$f_{pi} = f_{mi} \frac{E_m}{D_p} \qquad (2)$$

Relația (2) arată că frecvența este invers proporțională cu raportul diametrelor.

Pentru evitarea rezonanței trebuie satisfăcută relația:

$$0{,}7 > \frac{f_p}{f_s} > 1{,}3 \qquad (3)$$

unde f_s este frecvența forței perturbatoare, ce reprezintă în cazul turbinelor siajul provenit de la curentul trecerii apei prin rotor, dată de relația:

$$f_s = \frac{n z_{rot}}{60} \qquad (4)$$

unde:

z_{rot} — este numărul paletelor rotorice;
n — turația rotorului în [rot/min].

În lucrarea [5] se menționează că experiența în domeniul turbinelor-pompe demonstrează necesitatea realizării de palete directoare ale căror frecvențe proprii să rămînă

întotdeauna superioare armonicii a 2-a a frecvenței perturbatoare provenite din paletele rotorului. Astfel trebuie satisfăcută relația:

$$3f_s = \frac{3z_{rot}n}{60} < f_{pl}^{apă} \qquad (5)$$

Frecvențele de rezonanță ale mașinii industriale

Tabelul 2

Simbolul mașinii	Frecvența [Hz]			f_1 (liberă)	f_1 (blocată)
	f_1 (liberă)	f_1(blocată)	$3f_s$	$3f_s$	$3f_s$
KOTR 13,7 — 9,5	33,34	36,12	21,43	1,56	1,69
KOTR 13,97—12,8	37,05	40,13	25	1,48	1,61

În tabelul 2 sînt trecute valorile calculate pentru două tipuri de turbine-pompe echipate cu același tip de aparat director.
După cum se vede, în toate cazurile este satisfăcută relația (3) cu condiția suplimentară (5).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Hudson, E. D.:* Principiile studiilor pe modele. În „Șocuri și vibrații", Ed. tehnică, București, 1968.
[2] *Malisev, V. M.:* Modelnîe isledovania ghidroturbin „Mașinostroenie", Leningrad, 1971.
[3] *Marton, N., Kolati, I.:* Determinarea frecvențelor proprii la plăci de grosime variabilă, cu condiții pe contur. „Metode moderne în concepția și realizarea hidroagregatelor", Reșița, 1978.
[4] *Picollier, G.:* Turbomachines hidrauliques. Essais industriels et methodes de calcul. In „La houille blanche", nr. 7/8, 1977.
[5] *Boussuges, P., Megnint, L., Amblard, H.:* Turbines-pompes de hautes chutes. „La houille blanche", nr. 7/8, 1977.

CZ : 621.224

Solicitările diodelor din sistemul de excitație rotativ al hidroagregatelor în timpul dezexcitării

Cerc. șt. ing. Ioan **GRANDO** — Centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice REȘIȚA

Introducere

Creșterea performanțelor și fiabilității elementelor semiconductoare de putere (diode, tiristoare) au determinat utilizarea lor și în cadrul sistemelor de excitație destinate hidroagregatelor. Utilizarea lor duce la realizarea unor agregate mai ușoare, mai sigure în funcționare și cu o comportare dinamică mult mai bună în sistemele de reglare față de agregatele cu sistem de excitație clasic.

Folosirea acestor elemente presupune însă cunoașterea exactă a solicitărilor electrice și mecanice în timpul diferitelor regimuri de funcționare. După locul de montare al elementului semiconductor cunoaștem:

a) sisteme de excitație cu element semiconductor rotativ;
b) sisteme de excitație cu element semiconductor static.

În țara noastră se aplică la ora actuală ambele sisteme, însă la hidroagregate s-a aplicat cu precădere primul sistem.

Figura 1 prezintă schema principală a acestui sistem de excitație.

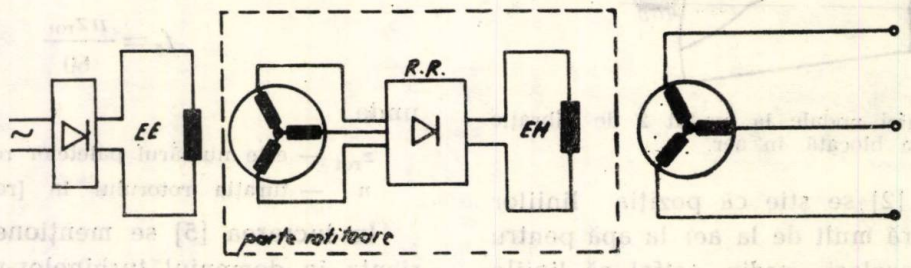


Fig. 1 Schemă de principiu a unui hidrogenerator echipat cu un sistem de excitație ce utilizează un redresor rotativ.

Analizînd acest desen se observă că redresorul rotativ elimină colectorul din sistemele clasice de excitație și inelele colectoare din sistemul static de excitație. În concluzie prin aceasta dispar problemele legate de întreținerea unui colector, precum și cele legate de construcția unor inele colectoare ce trebuie să permită transmiterea unor curenți de ordinul sutelor de amperi.

Dezavantajul sistemului îl constituie faptul că avem o excitatoare sincronă, ceea ce necesită investiții aproape egale cu cele ale sistemului clasic, iar — pe de altă parte — nu avem posibilitatea să intervenim direct în înfășurarea de excitație a hidrogeneratorului, fapt ce ridică unele probleme în limitarea vîrfurilor de curent și de tensiune ce pot apărea în regimuri tranzitorii.

Condițiile ce se impun redresorului rotativ

Redresorul rotativ trebuie să asigure curentul de excitație necesar funcționării agregatului în regimuri staționare și totodată pe cel necesar în cazul regimurilor tranzitorii.

În continuare vom analiza comportarea noului sistem de excitație la mașini sincrone ce funcționează numai în regim de generator. Regimurile staționare de funcționare ale unui generator sincron sînt :

— regimul de mers în gol ;
— regimul de mers în sarcină ;
— regimul de compensator sincron.

Regimurile tranzitorii cuprind :

— regimul de excitare ;
— regimul de dezexcitare ;
— aruncări de sarcină ;
— scurtcircuit brusc.

Avînd în vedere că regimurile staționare sînt bine cunoscute, iar literatura de specialitate permite calculul curenților și tensiunilor ce apar în aceste situații, rezultă că pentru alegerea corectă a elementelor semiconductoare avem toate datele.

În cazul regimurilor tranzitorii situația nu mai este aceeași și anume calculul variației curentului și a tensiunii devine complicat, deoarece parametrii presupuși constanți în timpul regimului staționar (X ; L ; etc.) sînt variabili în timpul regimului tranzitoriu. Diodele redresorului rotativ trebuie să reziste și la solicitările electrice din aceste regimuri.

În prezenta lucrare vom analiza solicitările diodelor redresorului rotativ în timpul dezexcitării. Problema acestor solicitări apare în timpul aruncărilor de sarcină, cînd trebuie neutralizate vîrfurile de tensiune și de curent ce apar în circuitul de excitație.

Dezexcitarea hidrogeneratorului

Procesele ce apar în timpul acestui fenomen se vor analiza utilizînd figura 2.

În discuțiile următoare, presupunem cazul unui hidrogenerator echipat cu un sistem de excitație ce utilizează un redresor rotativ, nu avem un regulator de tensiune și un automat

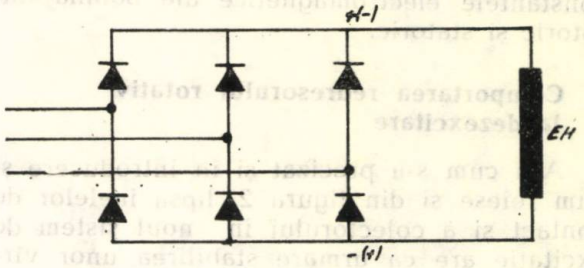


Fig. 2 Schema redresorului rotativ și al excitației hidrogeneratorului.

de stingerea cîmpului dar regulatorul de turație este în funcție. Grupul funcționează la sarcina normală.

După cum se știe un grup hidroenergetic se încarcă prin intermediul deschiderii aparatului director ; dacă grupul este încărcat la sarcina nominală rezultă că deschiderea aparatului director este cea nomnială ; turația, respectiv, frecvența grupului fiind cele nominale. În momentul cînd sarcina dispare brusc turația grupului crește pînă la valoarea corespunzătoare deschiderii aparatului director. Regulatorul de turație tinde să limiteze această creștere la 120% n_n. În momentul dispariției sarcinii, automatizarea grupului comandă deconectarea bruscă a excitației generatorului, moment din care începe procesul tranzitoriu de dezexcitare.

În momentul cînd se deconectează excitația grupului la mașinile cu excitație clasică,

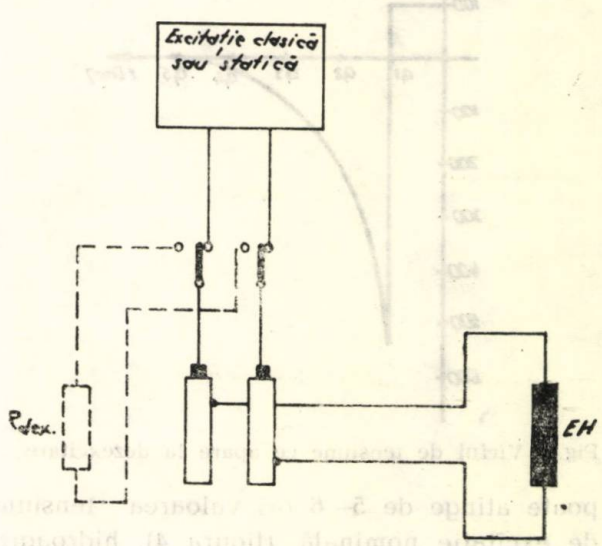


Fig. 3 Schema de principiu a dezexcitării clasice.

sau statică, existența colectorului, respectiv a inelelor (fig. 3), permite conectarea rapidă a bobinajului de excitație pe o rezistență de dezexcitare (R_{dex}), prin intermediul căreia se limitează vîrful de tensiune ce apare în primul moment, vîrf ce poate periclita izolația acestui bobinaj. Durata procesului de stingere depinde de mărimea agregatului și de constantele electromagnetice ale bobinajului rotoric și statoric.

Comportarea redresorului rotativ la dezexcitare

Așa cum s-a precizat și în introducere și cum reiese și din figura 2, lipsa inelelor de contact și a colectorului în noul sistem de excitație are ca urmare stabilirea unor vîrfuri mari de tensiune și de curent, vîrfuri ce periclitează atît bobinajul de excitație cît și diodele redresorului rotativ. Vîrful acesta de tensiune și de curent apare deoarece cîmpurile magnetice din rotor și din stator nu dispar imediat, ci se amortizează cu constanta de timp a celor două bobinaje. Ca urmare prezența acestor cîmpuri duce la apariția unei tensiuni alternative în bobinajul de excitație, a cărei amplitudine depinde de turația agregatului și de numărul de spire al înfășurării.

Avînd în vedere că bobinajul de excitație are un număr mare de spire și ținînd cont totodată — că turația agregatului poate ajunge la 120% n_n, vîrful de tensiune din primul moment poate atinge valori periculoase. Măsurările efectuate au arătat că acest vîrf

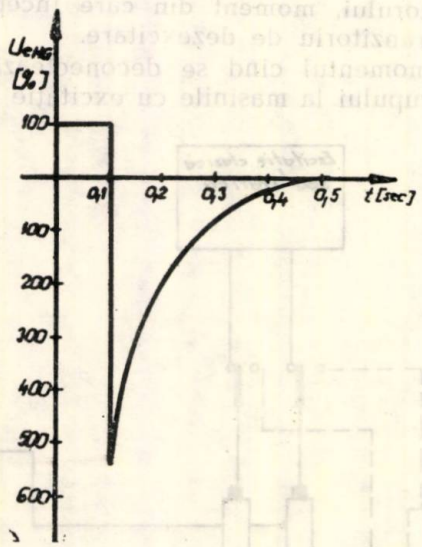


Fig. 4 Vîrful de tensiune ce apare la dezexcitare.

poate atinge de 5—6 ori valoarea tensiunii de excitație nominală (figura 4), hidroagregatul funcționînd în ipotezele enunțate.

Tensiunea alternativă ce se induce în înfășurarea de excitație **EH** (fig. 2) este scurtcircuitată de diodele redresorului rotativ pentru polarizarea din paranteze și este blocată de aceleași diode pentru polarizarea din afara parantezelor.

Ambele situații sînt periculoase pentru redresor și pentru bobinaj, în cazul scurtcircuitării prin înfășurare și prin diode va circula un curent de valoare mare, iar în cazul blocării pe redresor și pe înfășurare va apare un vîrf de tensiune mare.

Cazul scurtcircuitului. Vîrful de curent ce apare în cazul scurtcircuitului nu trebuie să depășească valarea curentului de vîrf de suprasarcină accidentală I_{FMS} al diodei, iar eforturile ce apar în bobinaj datorită forțelor electrodinamice să nu ducă la deteriorarea acestuia.

Prin urmare condițiile din care trebuie alese aceste diode sînt :

$$I_{FSM} > I_{isc} \qquad (1)$$

unde :

I_{FSM} — curentul de vîrf de suprasarcină accidentală ($t_p = 10$ ms) ;

I_{isc} — vîrful curentului de scurtcircuit.

Totodată durata t_{vi} a vîrfului de curent de scurtcircuit să fie mai mică decît t_p durata admisă a vîrfului de suprasarcină accidentală ; în mod uzual aceasta este de 10 ms.

A doua condiție pe care trebuie să o îndeplinească dioda aleasă este ca :

$$t_p > t_{vi} \qquad (2)$$

Analizînd figura 4 se vede că vîrful de curent poate atinge de 4—5 ori valorile nominale de excitație, iar durata lui este de aproximativ 10 ms., deci comparabilă cu t_p.

Cazul blocării. În această situație apare un vîrf de tensiune U_{isc} atît pe redresor cît și pe bobinajul de excitație. Acest vîrf trebuie să fie mai mic decît tensiunea inversă de vîrf de suprasarcină accidentală V_{RSM} a diodei și totodată să fie mai mic decît tensiunea de străpungere a izolației bobinajului de excitație. Avînd în vedere că ultima este de ordinul KV, deci mult mai mare decît V_{RSM}, în considerațiile următoare nu vom ține cont de ea. Durata vîrfului de tensiune t_{vu} trebuie să fie mai mică decît t_p.

Prin urmare condițiile pe care trebuie să le îndeplinească dioda aleasă sînt :

$$V_{RSM} > U_{isc} \qquad (3)$$

$$t_{vu} < t_p \qquad (4)$$

Analizînd figura 4 se vede că vîrful de tensiune atinge de 5—6 ori valoarea tensiunilor nominale de excitație, iar durata lui

este de aproximativ 10 ms., comparabilă cu t_p.

Avînd în vedere că la realizarea redresorului rotativ s-au utilizat diode de tipul **TU 38** ce au $I_{FSM} = 5.500$ A; $V_{RSM} = 1.800$ V; $t_p = 10$ ms, rezultă, pentru valorile nominale de excitaţie, în cazul cînd se acceptă o creştere de 5 ori a vîrfului de curent şi de tensiune: $U_{eN} = 360$ V; $I_{eN} = 1.100$ A; valori favorabile pentru generatoare de puteri medii.

Dar aşa cum s-a văzut şi în figura 4, durata vîrfului este comparabilă cu t_p şi prin urmare există pericolul distrugerii diodelor datorită depăşirii timpului t_p.

Alegerea diodelor din punctul de vedere al dezexcitării

Din cele expuse pînă acum rezultă că, din punctul de vedere al dezexcitării şi totodată pentru a asigura o siguranţă mărită în exploatare la dimensionarea diodelor redresorului rotativ, trebuie satisfăcute următoarele condiţii:

$$I_{isc} < I_{FRM} \quad (5)$$

$$U_{isc} < V_{RRM} \quad (6)$$

unde:

I_{FRM} — curentul direct repetitiv;

V_{RRM} — tensiunea inversă de vîrf repetitivă.

În cazul cînd sînt îndeplinite condiţiile (5) şi (6) nu se mai pune problema duratei acestor vîrfuri.

În cazul diodei **TU 38** ($I_{FRM} = 1.100$ A; $V_{RRM} = 1.300$ V) acceptînd aceeaşi ipoteză de creştere a vîrfurilor de curent şi de tensiune, obţinem pentru excitaţia nominală $U_{eN} = 260$ V; $I_{eN} = 250$ A; aceste valori sînt insuficiente pentru generatoarele de puteri medii şi din această cauză, pentru realizarea curentului nominal de excitaţie, trebuie montate mai multe diode în paralel sau trebuie adoptate sisteme polifazate de eliminare a redresorului rotativ.

În cazul cînd sînt îndeplinite condiţiile (5) şi (6) se vede că curentul nominal de excitaţie este aproape cu 100 A mai mic decît curentul mediu redresat al diodei, ceea ce duce la o solicitare nerațională a diodei în timpul regimului staţionar.

În concluzie, pentru o solicitare optimă a diodei atît în regim staţionar cît şi în cel tranzitoriu se impune o limitare a vîrfurilor de tensiune şi curent din ultimul regim, fapt ce are ca urmare o creştere a siguranţei în exploatare.

Soluţii pentru limitarea vîrfurilor

În urma cercetărilor efectuate, în prezent se utilizează două soluţii pentru limitarea vîrfurilor din regimurile tranzitorii. Prima soluţie presupune montarea unei rezistenţe de dezexcitare în circuitul de excitaţie al excitatoarei sincrone. Această soluţie precum şi acţiunea regulatorului automat de tensiune au redus vîrful de tensiune în timpul procesului de dezexcitare la 1,2 ori valoarea tensiunii nominale de excitaţie a hidrogeneratorului.

Figura 5 reprezintă vîrful de tensiune din circuitul de excitaţie în cazul aplicării soluţiei descrisă mai sus.

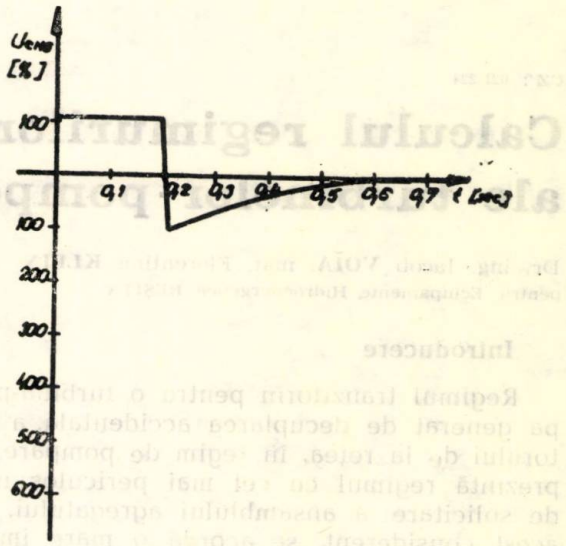


Fig. 5 Vîrful de tensiune ce apare la dezexcitare cu RAT şi rezistenţă de dezexcitare.

Cea de-a două soluţie presupune montarea unui tiristor în paralel cu redresorul rotativ (fig. 6), a cărui deschidere este fixată de o rezistenţă la o anumită valoare a vîrfului de tensiune ce apare pe circuitul de dezexcitare. Această soluţie a fost experimentată în laborator urmînd ca ea să fie a-

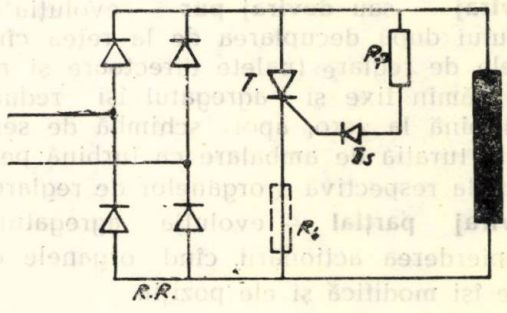


Fig. 6 Schemă de principiu a dezexcitării ce utilizează un tiristor.

plicată la mașina industrială. Soluția are avantajul că, în afară de reducerea vîrfului de tensiune, permite și un control asupra curentului de dezexcitare, pe de altă parte, întregul proces desfășurîndu-se automat și neutilizînd nici un contact în mișcare, elimină apariția scînteilor și a arcurilor din timpul procesului de dezexcitare.

Rezistența R_L din figura 6 se poate monta pentru a limita vîrful de curent din primul moment al fenomenului tranzitoriu.

Concluzii

Cele expuse arată că în cursul procesului de dezexcitare diodele sînt supuse unor solicitări atît din punctul de vedere al curentului cît și cel al tensiunii. Utilizînd condițiile (5), (6) pentru alegerea diodelor precum și existența uneia din schemele de limitare a vîrfurilor din regimul tranzitoriu, obținem o solicitare optimă a diodelor redresorului rotativ, atît în regimuri tranzitorii cît și în cele staționare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Paneder, F.:* „Erregersysteme für Drehstrom Generatoren in Industrie und mitleren Kraftwerke" In „Brown Boveri."

[2] * * *: Die bürstenlose Erregung von Synchronmaschinen durch rotierende Halbleiter Gleichrichter. In „Brown Boveri Mitteilungen", September, 1967.

[3] *Kainz, M.:* Statische Erregereinrischtung für Synchrongeneratoren mit Nebenschlusserregung und Serienstützschaltung. In „Elin Zeitschrift Heft", 4, 1977.

CZ : 621.224

Calculul regimurilor de deviraj ale turbinelor-pompe axiale

Dr. ing. Iacob **VOIA**, mat. Florentina **KLEIN** — Centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice REȘIȚA

Introducere

Regimul tranzitoriu pentru o turbină-pompă generat de decuplarea accidentală a motorului de la rețea, în regim de pompare, reprezintă regimul cu cel mai periculos nivel de solicitare a ansamblului agregatului. Din acest considerent, se acordă o mare importanță analizei regimului în faza de proiectare pentru a evita eventualele zone nedorite.

În prezenta lucrare se utilizează următoarele sensuri pentru :

pierderea acționării — decuplarea accidentală de la rețea a mașinii electrice ce acționează mașina hidraulică aflată în regim de pompare ;

fenomen tranzitoriu — evoluția în timp a agregatului între două regimuri permanente de funcționare ;

deviraj — sau **deviraj pur** — evoluția agregatului după decuplarea de la rețea cînd organele de reglare (palete directoare și rotorice) rămîn fixe și agregatul își reduce turația pînă la zero, apoi schimbă de sens atingînd turația de ambalare ca turbină pentru poziția respectivă a organelor de reglare ;

deviraj parțial — evoluția agregatului după pierderea acționării cînd organele de reglare își modifică și ele poziția.

Caracterul regimului de deviraj este prezentat calitativ în figura 1 [1].

Agregatul lucrează în regim de pompă pentru care momentul motor M_m este egal cu momentul pompei-turbină — M_R — dat de momentul hidraulic și pierderile aferente.

La momentul **a** se produce decuplarea bruscă de la rețea a motorului, iar momentul motor scade la zero : $M_m = 0$, în timp ce momentul mașinii hidraulice este diferit de zero. Acest lucru duce la scăderea turației n și a sarcinii dată de pompă H ; urmare a acestora scade și debitul Q .

La momentul **b** turația a atins o valoare foarte redusă, încît debitul se anulează, după care sensul de scurgere a apei se schimbă ; debitul trece în sensul de turbinare. În această perioadă turația păstrează sensul de pompare, motiv pentru care regimurile respective se definesc drept *„contracurent"*.

La momentul **c** turația devine zero, apoi, sub acțiunea curentului, rotorul se rotește în regim de turbinare. Momentul hidraulic atinge un maxim, apoi scade pînă la zero, cînd mașina atinge turația regimului de ambalare. Mărimile caracteristice al acestui proces sînt :

T_Q — durata pînă la schimbarea sensului debitului ;

T_n — durata pînă la schimbarea sensului de rotație ;

$T_{contr.} = T_n - T_Q$ — durata regimului de contracurent ;

T_{amb} — durata de la decuplare pînă la ambalarea ca turbină.

Fenomenul descris corespunde unui deviraj pur, în cazul cînd organele de reglare acționează, evoluția diferă prin duratele T_Q, T_n, $T_{contr.}$, $T_{amb.}$. De fapt, prin legile de mișcare a organelor de reglare se caută evitarea regimurilor periculoase, în special $T_{contr.}$

Ipoteze și relații de calcul

Ipoteza, pe baza căreia se efectuează calculul este [2]: fenomenul tranzitoriu se consideră suma unor regimuri succesive quasipermanente, caracterizate de valorile parametrilor hidraulici globali (turație, debit, cuplu) pentru poziția organelor de reglare la acel moment și corectați cu căderea efectivă (ținînd cont de componenta dinamică).

De asemenea, lovitura hidraulică se consideră „rigidă", lichidul și traseul sînt nedeformabile, sau greutatea specifică și dimensiunile secțiunilor de scurgere a apei nu depind de presiune.

Relațiile de calcul sînt [1], [2], [3], [4]:

— ecuația solidului rigid aflat în mișcare de rotație în jurul unei axe fixe:

$$I\frac{d\omega}{dt} = M_m - M_r \qquad (1)$$

unde:

I — momentul de inerție al părților de rotație;
ω — viteza unghiulară de rotație;
M_m — momentul motor dezvoltat de mașina electrică sau hidraulică;
M_r — momentul rezistent;

— ecuația momentului hidraulic în regim nepermanent [1]:

$$M_h = M - R\frac{D_1^2 + d_{2i}^2}{8}\frac{d\omega}{dt} - \frac{\theta_0(D_1^2 + d_b^2)}{4{,}5}\frac{dQ}{dt} \qquad (2)$$

unde:

M — momentul corespunzător regimului permanent respectiv;
D_1 — diametrul rotorului;
d_b — diametrul butucului rotorului;
R — masa fluidă din spațiul paletelor rotor;

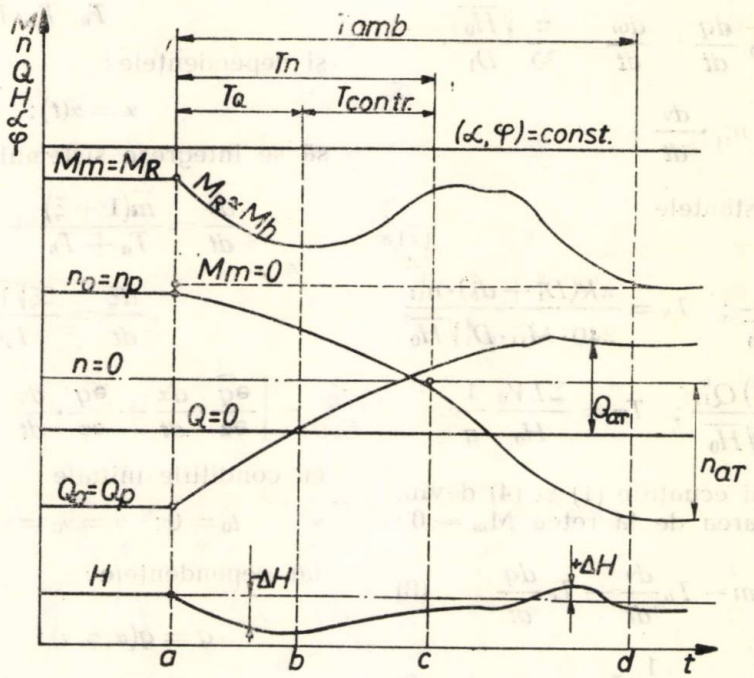


Fig. 1 Caracterul regimului tranzitoriu de deviraj.

$$R = \frac{\pi(D_1^2 - d_b^2)}{4} l \cdot \rho \qquad (3)$$

θ_0 — unghiul cuprins de paletă în planul perpendicular pe ax;
l — lungimea proiecției pe axa turbinei a paletei rotor;
ρ — masa specifică;

— ecuația „loviturii hidraulice rigide" sub forma:

$$\xi = \frac{H - H_0}{H_0} = \frac{-\Sigma LV}{gH_0Q_{11}^0}\frac{dQ_{11}}{dt} \qquad (4)$$

Se lucrează cu mărimile de similitudine obișnuite la mașinile hidraulice:

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H_0}}; \quad Q_{11} = \frac{Q}{D_1^2\sqrt{H_0}}; \quad M_{11} = \frac{M}{H_0D_1^3} \qquad (5)$$

Se introduc mărimile adimensionale:

$$\nu = \frac{n_{11}}{n_{11}^0}; \quad q = \frac{Q_{11}}{Q_{11}^0}; \quad m = \frac{M_{11}}{M_{11}^0} \tag{6}$$

unde n_{11}^0, Q_{11}^0, M_{11}^0 corespund regimului dinaintea decuplării de la rețea.
Astfel rezultă:

$$M = m \cdot H_0 \cdot D_1^3 M_{11}^0; \quad Q = q \cdot Q_{11}^0 D_1^2 \sqrt{H_0};$$

$$\omega = \nu \frac{\pi}{30} \frac{\sqrt{H_0}}{D_1} n_{11}^0$$

$$\frac{dQ}{dt} = Q_{11}^0 D_1^2 \sqrt{H_0} \frac{dq}{dt}; \quad \frac{d\omega}{dt} = \frac{\pi}{30} \frac{\sqrt{H_0}}{D_1} \cdot n_{11}^0 \cdot \frac{d\nu}{dt}$$

Se introduc constantele:

$$T_a = \frac{\pi \cdot I n_{11}^0}{30 \cdot M_{11}^0 D_1^4 \sqrt{H_0}}; \quad T_b = \frac{\pi R (D_1^2 + d_b^2) \cdot n_{11}^0}{240 \cdot M_{11}^0 \cdot D_1^4 \sqrt{H_0}} \tag{7}$$

$$T_c = \frac{\theta_0 (D_1^2 + d_b^2) Q_{11}^0}{4{,}5 M_{11}^0 D_1 \sqrt{H_0}}; \quad T_T = \frac{\Sigma L V_0}{H_0} \frac{1}{g}$$

Cu aceste notații ecuațiile (1) și (4) devin, considerînd decuplarea de la rețea $M_m = 0$:

$$T_a = \frac{d\nu}{dt} = m - T_b \frac{d\nu}{dt} - T_c \frac{dq}{dt} \tag{8}$$

$$\frac{dq}{dt} = -\frac{1}{T_T} \xi \tag{9}$$

Dacă α și φ caracterizează poziția paletelor directoare și rotorice, iar mărimile corespunzătoare regimului permanent se notează cu o bară deasupra, există dependențele:

$$\left.\begin{aligned} \bar{m} &= \bar{m}(\alpha, \varphi, \nu) \\ \bar{q} &= \bar{q}(\alpha, \varphi, \nu) \end{aligned}\right\} \tag{10}$$

$$\left.\begin{aligned} m &= m(\alpha, \varphi, \nu, \xi) \\ q &= q(\alpha, \varphi, \nu, \xi) \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

Modelarea în funcție de ξ este dată de:

$$m = \bar{m}(\alpha, \varphi, \nu^*)(1 + \xi) \tag{12}$$

$$q = \bar{q}(\alpha, \varphi, \nu^*)\sqrt{1 + \xi} \tag{13}$$

unde:

$$\nu^* = \frac{\nu}{\sqrt{1 + \xi}} \tag{14}$$

Din ecuațiile (9) și (13) rezultă:

$$\frac{d\xi}{dt} = -\frac{2\xi\sqrt{1+\xi}}{T_T \bar{q}} - \left[\frac{\partial \bar{q}}{\partial \alpha}\frac{d\alpha}{dt} + \frac{\partial \bar{q}}{\partial \varphi}\frac{d\varphi}{dt} + \frac{\partial \bar{q}}{\partial \nu}\frac{d\nu}{dt}\right]\frac{2(1+\xi)}{q} \tag{15}$$

Modelul matematic al fenomenului

Pe baza relațiilor de mai sus, modelul matematic al problemei este fiind date constantele:

$$T_a.\ T_b,\ T_c,\ T_T \tag{16}$$

și dependențele:

$$\alpha = \alpha(t); \quad \varphi = \varphi(t) \tag{17}$$

să se integreze sistemul de ecuații:

$$\frac{d\nu}{dt} = \frac{\bar{m}(1+\xi)}{T_a + T_b} + \frac{T_c}{(T_a + T_b) T_T} \cdot \xi$$

$$\frac{d\xi}{dt} = \frac{2\xi\sqrt{1+\xi}}{T_T|\bar{q}|} - \tag{18}$$

$$-\left[\frac{\partial \bar{q}}{\partial \alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} + \frac{\partial \bar{q}}{\partial \varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} + \frac{\partial \bar{q}}{\partial \nu} \cdot \frac{d\nu}{dt}\right]\frac{2(1+\xi)}{|\bar{q}|}$$

cu condițiile inițiale:

$$t_0 = 0; \quad \nu = \nu_0 = -1; \quad \xi = \xi_0 = 0 \tag{19}$$

iar dependențele:

$$q = q(\alpha, \varphi, \nu); \quad \bar{m} = \bar{m}(\alpha, \varphi, \nu) \tag{20}$$

date sub formă de matrice tridimensională pe baza caracteristicilor:

$$Q_{11} = Q_{11}(\alpha, \varphi, n_{11}); \quad M_{11} = M_{11}(\alpha, \varphi, n_{11}) \tag{21}$$

Integrarea sistemului de ecuații similar lucrărilor [2], [3], [4] se face prin metoda Runge-Kutta [5] cu un pas de integrare de 0,1 secunde, iar interpolarea matricelor tridimensionale (21) prin metoda Langrange, utilizînd calculatorul numeric FELIX C-256.

Rezultatele se tipăresc sub forma tabelară a mărimilor adimensionale:
t — timpul ν — turația, ξ — căderea, m — cuplul hidraulic, etc.

Aplicații. Exemple

Pentru ilustrarea posibilităților metodei se prezintă în figura 2 diagramele de evoluție a fenomenului pentru un agregat turbină-pompă axial de tip bulb, destinat CHE Slatina-Olt, avînd puterea $N = 13{,}7$ MW, diametrul rotor $D_1 = 5{,}0$ m și turația $n_0 = 107{,}14$.

În diagramă sînt prezentate evoluția turației, debitului, cuplului și căderii pentru devirajul pur (linie continuă) și respectiv influența legilor de mișcare a organelor de

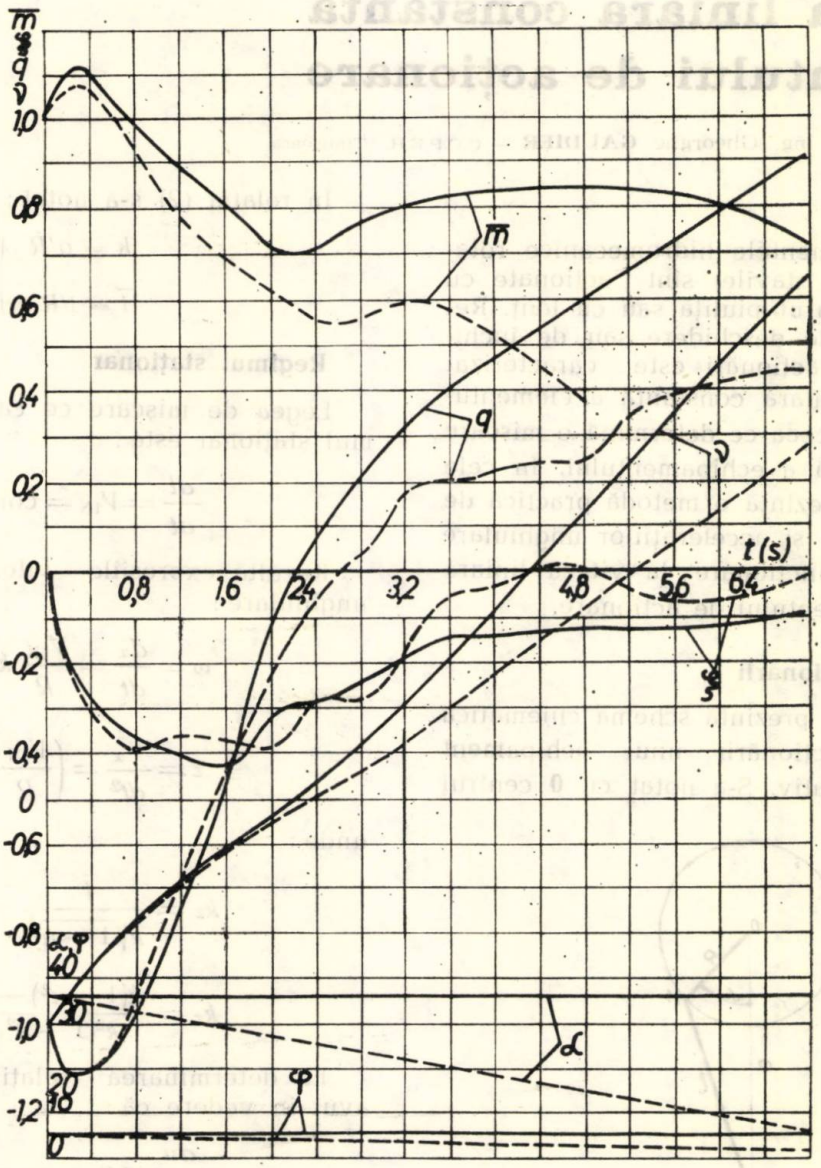


Fig. 2 Fenomenul de deviraj pentru agregatul $N = 13{,}7$ MW pentru două legi de mișcare a organelor de reglare (α, $_{r}$).

reglare : paletele rotor φ și aparat director α (cu linie întreruptă).

Concluzii

Extinderea metodei de calcul a fenomenului de ambalare a turbinelor hidraulice axiale (2), (3) la calculul devirajului permite analiza fenomenului în faza de proiectare și stabilirea legilor raționale pentru organele de reglare. Metoda necesită caracteristicile de debite și momente în trei cadrane. Rezultatele calculului prezintă evoluții similare metodelor grafo-analitice prezentate în literatură [1].

BIBLIOGRAFIE

[1] *Krivcenko, G. I., Arșenevskii, N. N., Kviatkovskaia, E. V., Klabucov, V. M.:* „Procese hidromecanice tranzitorii în instalațiile hidroenergetice" (l. rusă). Izdat Energhia, Moscova, 1975.

[2] *Safarov, B. E.:* „Calculul regimurilor de reglare ale hidroagregatelor cu ajutorul calculatoarelor numerice" (l. rusă). Izdat Energhia, Moscova, 1967.

[3] *Voia, I.:* „Cercetări asupra fenomenului de ambalare a turbinelor hidraulice axiale". Teză de doctorat, Institutul Politehnic Timișoara, 1978.

[4] *Voia, I.:* „Modèle matématique pour l'étude des regimes tranzitoires des hydroagregate avec des tourbines axiales", AIRH Symposium București, 26—29 septembrie, 1976.

[5] *Kagan, B. M., Ter-Mikaelian, T. M.:* „Rezolvarea problemelor inginerești cu calculatoarele numerice". Trad. l. rusă, Ed. Tehnică București, 1965.

CZ : 621.224

Calculul vitezelor și accelerațiilor unghiulare la echipamentele hidromecanice rotative cu viteza liniară constantă a elementului de acționare

Ing. Gabriel **ROȘU**, ing. Gheorghe **GAUDIER** — C.C.P.E.H. Timișoara

Introducere

Uzual, echipamentele hidromecanice rotative (porți, vane, stavile) sînt acționate cu servomotor, cu șurub-piuliță sau cu lanț. Regimul staționar de deschidere sau de închidere a acestor acționări este caracterizat printr-o viteză liniară constantă a elementului de acționare, ceea ce determină o mișcare de rotație variată a echipamentului. În cele ce urmează se prezintă o metodă practică de calcul a vitezelor și accelerațiilor unghiulare ce apar într-o funcționare la viteză liniară constantă a elementului de acționare.

Geometria acționării

În figura 1 se prezintă schema cinematică de principiu a acționării unui echipament hidromecanic rotativ. S-a notat cu **0** centrul

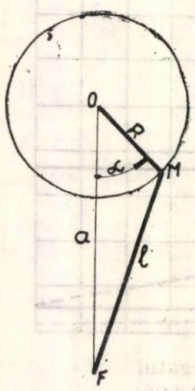


Fig. 1

de rotație al echipamentului, cu **F** articulația fixă, iar cu **M** articulația mobilă (pe echipament) a elementului de acționare.

Expresia unghiului de deschidere este :

$$\alpha = \arccos u. \quad u \in [1, -1] \tag{1}$$

unde :

$$u = \frac{1 + k^2}{2k} - \frac{1}{2k}\bar{l} \tag{2}$$

În relația (2) s-a notat :

$$\left.\begin{aligned} k &= a/R \\ \bar{l} &= l/R \end{aligned}\right\} \tag{3}$$

Regimul staționar

Legea de mișcare ce caracterizează regimul staționar este :

$$\frac{dl}{dt} = V_{tN} = \text{constant} \tag{4}$$

Rezultă expresiile vitezei și accelerației unghiulare :

$$\left.\begin{aligned} \omega &= \frac{d\alpha}{dt} = \frac{V_{tN}}{R} k_\omega \\ \varepsilon &= \frac{d^2\alpha}{dt^2} = \left(\frac{V_{tN}}{R}\right)^2 k_\varepsilon \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

unde :

$$\left.\begin{aligned} k_\varepsilon &= \frac{\bar{l}}{k\sqrt{1-u^2}} \\ k_\varepsilon &= \frac{k(1-u^2) - u\cdot\bar{l}^2}{k^2(1-u^2)^{3/2}} \end{aligned}\right\} \tag{6}$$

La determinarea relațiilor (5) și (6) s-a avut în vedere că :

$$\left.\begin{aligned} \frac{du}{dl} &= u' = -\frac{1}{kR}\bar{l} \\ \frac{d^2u}{dl^2} &= u'' = -\frac{1}{kR^2} \\ \bar{l} &= \sqrt{1 + k^2 - 2ku} \end{aligned}\right\} \tag{7}$$

După cum se vede din relațiile (5), viteza și accelerația unghiulară se pot calcula cu ușurință cu condiția cunoașterii coeficienților de corecție k_ω și k_ε. Acești coeficienți au fost calculați în domeniile de interes practic ale unghiului de deschidere $\alpha = 10° - 170°$ și ale raportului $k = 0{,}2 - 4{,}0$ și sînt prezentați în tabelele 1 respectiv 2.

$k\omega$ — *Tabelul 1*

k \ α	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°
0,2	23,15	11,90	8,33	6,66	5,78	5,29	5,06	5,00	5,10	5,35	5,77	6,43	7,43	9,03	11,77	17,40	34,50
0,3	13,60	7,07	5,03	4,12	3,65	3,42	3,34	3,36	3,48	3,70	4,04	4,54	5,29	6,46	8,46	12,50	25,00
0,4	8,78	4,67	3,42	2,88	2,62	2,52	2,50	2,57	2,69	2,89	3,19	3,61	4,22	5,18	6,81	10,10	20,10
0,5	5,93	3,26	2,48	2,16	2,03	2,00	2,03	2,11	2,24	2,42	2,69	3,06	3,59	4,42	5,82	8,65	17,20
0,6	4,06	2,35	1,89	1,72	1,67	1,68	1,73	1,82	1,94	2,12	2,36	2,69	3,18	3,91	5,16	7,69	15,30
0,7	2,74	1,74	1,51	1,44	1,43	1,47	1,53	1,62	1,74	1,91	2,13	2,44	2,88	3,56	4,70	7,00	13,90
0,8	1,83	1,35	1,26	1,25	1,28	1,32	1,39	1,48	1,60	1,76	1,97	2,25	2,67	3,29	4,35	6,48	12,90
0,9	1,24	1,12	1,11	1,13	1,17	1,22	1,29	1,38	1,49	1,64	1,84	2,11	2,50	3,09	4,08	6,08	12,10
1,0	1,00	1,01	1,04	1,06	1,10	1,15	1,22	1,31	1,41	1,56	1,74	2,00	2,37	2,92	3,86	5,76	11,50
1,2	1,33	1,05	1,00	1,00	1,03	1,07	1,13	1,20	1,30	1,43	1,60	1,84	2,17	2,68	3,54	5,28	10,50
1,4	1,85	1,20	1,05	1,00	1,00	1,03	1,08	1,14	1,23	1,35	1,50	1,72	2,03	2,51	3,31	4,94	9,84
1,6	2,30	1,36	1,11	1,02	1,00	1,01	1,04	1,10	1,18	1,29	1,43	1,64	1,93	2,38	3,15	4,68	9,32
1,8	2,67	1,50	1,18	1,06	1,01	1,00	1,02	1,07	1,14	1,24	1,38	1,58	1,86	2,29	3,01	4,48	8,93
2,0	2,97	1,63	1,24	1,08	1,02	1,00	1,01	1,05	1,12	1,21	1,34	1,53	1,80	2,21	2,91	4,33	8,61
2,2	3,21	1,74	1,30	1,11	1,03	1,00	1,00	1,04	1,10	1,19	1,31	1,49	1,75	2,15	2,82	4,20	8,35
2,4	3,42	1,83	1,34	1,14	1,04	1,00	1,00	1,03	1,08	1,17	1,29	1,46	1,71	2,09	2,75	4,09	8,13
2,6	3,60	1,91	1,39	1,16	1,06	1,01	1,00	1,02	1,07	1,15	1,26	1,43	1,67	2,05	2,69	4,00	7,95
2,8	3,75	1,98	1,43	1,19	1,07	1,01	1,00	1,02	1,06	1,14	1,25	1,41	1,64	2,01	2,64	3,92	7,80
3,0	3,88	2,04	1,46	1,21	1,08	1,02	1,00	1,01	1,05	1,12	1,23	1,39	1,62	1,98	2,60	3,85	7,66
3,2	4,00	2,09	1,49	1,22	1,09	1,02	1,00	1,01	1,05	1,12	1,22	1,37	1,60	1,95	2,56	3,80	7,54
3,4	4,10	2,14	1,52	1,24	1,10	1,03	1,00	1,01	1,04	1,11	1,21	1,36	1,58	1,93	2,53	3,74	7,43
3,6	4,19	2,18	1,54	1,26	1,11	1,03	1,00	1,01	1,04	1,10	1,20	1,34	1,56	1,91	2,50	3,70	7,34
3,8	4,27	2,22	1,57	1,27	1,12	1,04	1,00	1,00	1,03	1,09	1,19	1,33	1,55	1,89	2,47	3,66	7,26
4,0	4,35	2,25	1,59	1,28	1,12	1,04	1,00	1,00	1,03	1,09	1,18	1,32	1,54	1,87	2,45	3,62	7,18

$k\varepsilon$ — *Tabelul 2*

k \ α	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°
0,2	-3010,00	-375,00	- 37,20	-45,10	-21,50	-10,40	-3,99	0,67	5,00	10,10	17,45	29,60	52,90	105,00	250,10	846,00	6772,0
0,3	-1024,00	-128,00	- 15,20	-15,00	- 6,84	- 2,91	-0,50	1,39	3,33	5,80	9,48	15,74	27,80	54,80	130,60	441,00	3532,0
0,4	- 423,00	- 53,00	- 6,64	- 5,97	- 2,51	- 0,77	0,38	1,38	2,50	4,01	6,35	10,40	18,20	35,85	85,20	288,00	2305,0
0,5	- 188,00	- 23,30	-110,00	- 2,47	- 0,86	0,00	0,63	1,25	2,00	3,07	4,75	7,70	13,40	26,40	62,60	212,00	1695,0
0,6	- 83,50	- 10,30	- 2,84	- 0,94	- 0,16	0,30	0,69	1,11	1,67	2,48	3,80	6,12	10,60	20,85	49,50	167,00	1340,0
0,7	- 34,50	- 4,18	- 1,07	- 0,23	0,14	0,41	0,67	0,99	1,43	2,09	3,18	5,09	8,84	17,30	41,10	139,00	1110,0
0,8	- 11,70	- 1,35	- 0,25	0,08	0,27	0,43	0,63	0,88	1,25	1,81	2,74	4,38	7,59	14,90	35,25	119,00	953,0
0,9	- 2,27	- 0,19	0,07	0,19	0,30	0,42	0,57	0,79	1,11	1,60	2,42	3,86	6,69	13,10	31,00	105,00	840,0
1,0	0,04	0,09	0,14	0,21	0,28	0,38	0,52	0,71	1,00	1,44	2,17	3,46	6,00	11,75	27,90	94,00	753,0
1,2	- 5,19	- 0,58	- 0,07	0,09	0,20	0,30	0,42	0,59	0,83	1,21	1,82	2,91	5,04	9,87	23,40	79,00	632,0
1,4	- 15,30	- 1,85	- 0,46	- 0,09	0,09	0,21	0,34	0,50	0,71	1,04	1,58	2,54	4,40	8,62	20,50	69,10	553,0
1,6	- 26,40	- 3,25	- 0,88	- 0,28	- 0,02		0,27	0,42	0,63	0,93	1,41	2,27	3,95	7,75	18,40	62,10	497,0
1,8	- 37,10	- 4,59	- 1,29	- 0,46	- 0,12	0,06	0,21	0,36	0,56	0,84	1,29	2,08	3,62	7,10	16,85	56,90	455,0
2,0	- 47,00	- 5,83	- 1,66	- 0,62	- 0,22	0,00	0,16	0,31	0,50	0,77	1,19	1,92	3,36	6,59	15,70	52,90	423,0
2,2	- 56,00	- 6,95	- 2,00	- 0,76	- 0,30	- 0,05	0,11	0,27	0,45	0,71	1,11	1,80	3,15	6,20	14,70	49,70	398,0
2,4	- 64,00	- 7,95	- 2,30	- 0,90	- 0,37	- 0,10	0,08	0,24	0,42	0,66	1,04	1,71	2,99	5,87	14,00	47,20	378,0
2,6	- 71,20	- 8,86	- 2,57	- 1,01	- 0,43	- 0,14	0,04	0,21	0,38	0,62	1,00	1,62	2,85	5,61	13,30	45,10	361,0
2,8	- 77,70	- 9,67	- 2,81	- 1,12	- 0,49	- 0,18	0,02	0,18	0,36	0,59	0,95	1,56	2,74	5,39	12,80	43,30	346,0
3,0	- 83,60	- 10,40	- 3,03	- 1,21	- 0,54	- 0,21	-0,01	0,16	0,33	0,56	0,91	1,50	2,64	5,20	12,40	41,80	334,0
3,2	- 88,90	- 11,10	- 3,23	- 1,30	- 0,59	- 0,24	-0,03	0,14	0,31	0,54	0,87	1,45	2,55	5,03	12,00	40,50	324,0
3,4	- 93,70	- 11,70	- 3,41	- 1,38	- 0,63	- 0,27	-0,05	0,12	0,29	0,51	0,84	1,40	2,48	4,89	11,65	39,40	315,0
3,6	- 98,10	- 12,20	- 3,57	- 1,45	- 0,67	- 0,29	-0,07	0,10	0,28	0,50	0,82	1,36	2,41	4,77	11,35	38,40	307,0
3,8	- 102,00	- 12,70	- 3,72	- 1,51	- 0,70	- 0,32	-0,09	0,09	0,26	0,48	0,79	1,33	2,36	4,66	11,10	37,50	300,0
4,0	- 106,00	- 13,20	- 3,86	- 1,57	- 0,73	- 0,34	-0,10	0,08	0,25	0,46	0,77	1,30	2,31	4,56	10,90	36,70	294,0

În figurile 2 și 3 sînt date și reprezentările grafice ale variațiilor acestor coeficienți în funcție de unghiul de deschidere α, raportul k fiind considerat parametru.

Regimul de pornire-oprire

Sub aspectul forțelor de inerție, regimul de pornire-oprire cel mai dificil este acela care are loc la un unghi de deschidere la

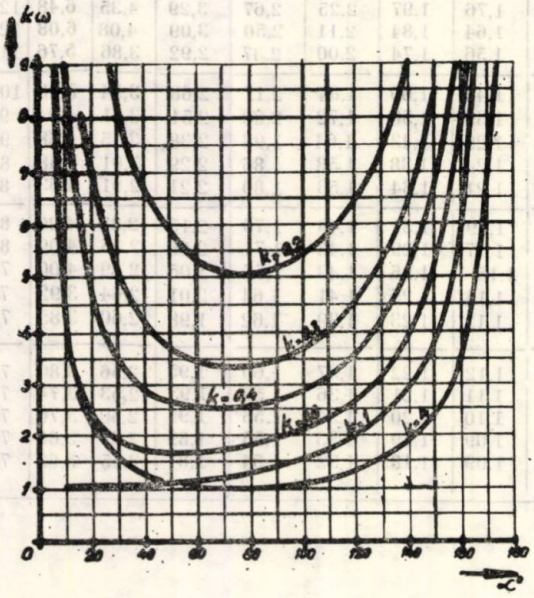


Fig. 2

care valoarea vitezei unghiulare corespunzătoare funcționării staționare este maximă.

Pentru calculele practice, accelerațiile și decelerațiile unghiulare ce apar în regimurile de pornire-oprire se pot aproxima considerînd o variație liniară a vitezei unghiulare pe întreaga durată a regimului tranzitoriu:

$$\varepsilon_\alpha = \omega_\alpha / t \qquad (8)$$

unde ω_α este viteza unghiulară staționară corespunzătoare unghiului de deschidere la

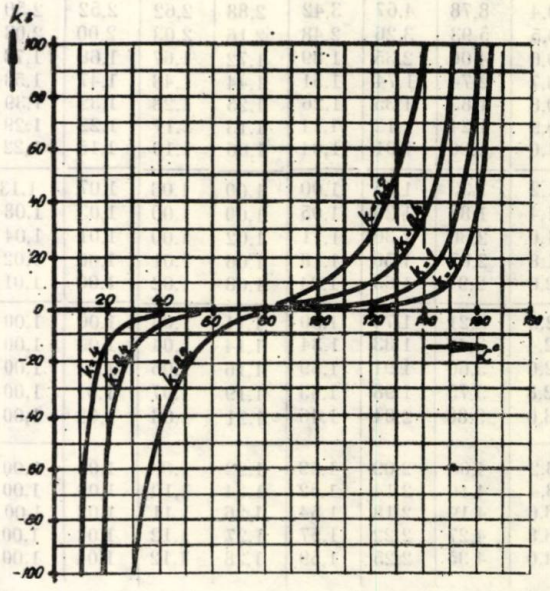


Fig. 5

care începe regimul tranzitoriu, calculată conform cap. 2, iar t — durata regimului tranzitoriu.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: Manualul inginerului mecanic — Mecanisme. Organe de mașini. Dinamica mașinilor. Ed. Tehnică București, 1977.

[2] * * *: STAS 9189-73.

CZ: 621.224

Particularități ale strunjirii rotorilor mari monobloc ai turbinelor hidraulice tip Francis

Ing. Iulia **VOIA** — Institutul de subingineri Reșița

Ing. Oscar **SEEWALD** — Întreprinderea de construcții de mașini Reșița

Introducere

Solicitările intense, eroziunea cavitațională și abrazivă a rotorilor de turbine hidraulice Francis impun utilizarea, la fabricarea acestora, a unor oțeluri speciale, înalt aliate. Realizarea prin turnare monobloc a acestor rotori reclamă și proprietăți metalurgice speciale.

În cadrul I.C.M. Reșița s-au elaborat calități speciale de oțeluri inoxidabile martensito-austenito-feritice cu proprietăți mecanice ridicate (σ_c min = 60 daN/mm^2, σ_r min = = 80 daN/mm^2) și foarte bună rezistență la cavitație și eroziune, din care s-au turnat rotorii monobloc mari (D_{ext} > 2200 mm) ai turbinelor hidraulice care echipează centralele Gîlceag, Șugag, Brădișor, ș.a. Aceste oțe-

luri se comportă foarte bine la turnare — rotorii turnați remarcîndu-se printr-o ridicată precizie dimensională și de formă și adaosuri mici de material uniform repartizate pe suprafețe, dar prezintă dificultăți mari la prelucrarea prin așchiere (strunjire, găurire, filetare, rectificare). Aceste dificultăți sînt în legătură atît cu configurația piesei turnate (maselote, discontinuități, retasuri, ș.a.), cît și cu unele proprietăți foarte particulare ale oțelurilor inoxidabile : tendință accentuată de dilatare termică ridicată, coeficient mare de frecare între scula așchietoare și oțelul prelucrat, ș.a.

Proprietăți particulare ale oțelurilor inoxidabile martensito-austenito-feritic

Comportarea la ecruisare. În timpul prelucrărilor prin așchiere aceste oțeluri prezintă o tendință accentuată de ecruisare. Prin ecruisare rezistența lor crește pînă la de 2—3 ori, ceea ce provoacă formarea unei cruste dure în fața sculei așchietoare. Această crustă determină uzura pronunțată și rapidă a sculelor așchietoare.

Comportarea la tratament termic. Prin tratamente termice (recoacere de detensionare, recoacere de omogenizare, austenitizare și revenire înaltă) efectuate în diferite etape ale fluxului tehnologic de execuție a rotorilor monobloc), se ameliorează puțin prelucrabilitatea prin așchiere și se îmbunătățesc caracteristicile mecanice.

Conductibilitatea termică este foarte scăzută pentru aceste oțeluri — de circa 4 ori mai mică decît a oțelurilor de construcție. În timpul așchierii, în zona de lucru se produce o cantitate mare de căldură. Întrucît aceasta nu se poate propaga, în piesă se încălzesc intens scula așchietoare și așchiile, iar ca rezultat durabilitatea sculei scade.

Coeficientul de frecare dintre scula așchietoare și oțelul prelucrat este mare. Aceasta conduce la o tendință accentuată de aderare a așchiilor la fețele de degajare ale sculelor, ceea ce provoacă o uzură rapidă a acestora. Coeficientul de frecare se poate micșora prin utilizarea unui lichid de așchiere cu bune proprietăți de răcire-ungere și a unei metode adecvate de administrare a acestuia.

Încercări de laborator

Dificultățile mari care însoțesc prelucrarea prin așchiere a oțelurilor inoxidabile turnate în rotorii monobloc s-au sesizat odată cu necesitatea detașării maselotelor primului rotor. Acestea se pot detașa numai prin așchiere ; oțelul fiind sensibil la variații locale bruște de temperatură, rotorii se fisurează la tăiere cu oxiflux.

În vederea determinării valorilor optime ale parametrilor regimului de așchiere, a condițiilor optime de răcire, a materialului pentru partea activă a cuțitelor și geometria acestora s-au efectuat experimentări în cadrul laboratorului de mașini-unelte și prelucrări prin așchiere. S-au strunjit longitudinal și frontal arbori și piese inelare strînse pe dorn, folosindu-se cuțite drepte și încovoiate pentru degroșat și cuțite de finisare din oțel rapid (**Rp 2**, **Rp 3** și **Rp 4**) și armate cu plăcuțe din carburi metalice (**P 20**, **P 30**, **P 40**, **P 50**). S-au experimentat regimuri de degroșare și finisare ($t = 1 — 5$ mm ; $s = 0{,}1 — 0{,}5$ mm ; $v = 20 — 165$ m/min), măsurîndu-se grosimea

Particularități ale strunjirii rotorilor mari monobloc ai turbinelor hidraulice tip Francis

Tabelul 1

Cuțit				Regim de așchiere			Răcire	Adîncimea stratului ecruisat, mm
Mat.	α°	γ°	$\varkappa^\circ$	t [mm]	s [mm/rot]	v m/min]		
P 40	8	15	80°		0,1			0,12
				1	0,16	75	Ceață de emulsie + ulei	0,15
					0,2			0,15
				3	0,1	75		0,10
					0,16			0,15
					0,2			0,18
					0,4			0,22
				6	0,1			0,10
					0,16			0,18
					0,2			0,18
					0,4			0,24
					0,5			0,32

NOTĂ : Valorile redate reprezintă media aritmetică a zece măsurători efectuate în aceleași condiții.

și duritatea stratului ecruisat (tab. 1), forțele de așchiere, uzura cuțitelor și rugozitatea suprafețelor prelucrate. Pentru comparație au servit experimentări identice efectuate asupra unor arbori din **OLC 45**.

S-a constatat că :

— forțele de așchiere la prelucrarea oțelurilor inoxidabile sînt de 2—3 ori mai mari decît la prelucrarea oțelului **OLC 45** (fig. 1) ;

— uzura cuțitelor este mai intensă la strunjirea oțelurilor inoxidabile (fig. 2) ; dacă ascuțirea este necorespunzătoare survin uzuri rapide și ruperi ale sculei ;

— rugozitatea suprafețelor este comparabilă cu cea obținută la strunjirea **OLC 45**, pentru condițiile de așchiere determinate ca optime ;

— s-a dovedit ca optimă următoarea geometrie a cuțitelor :

— pentru cele din oțel rapid **Rp 3, Rp 4** :

$\alpha = 8°$; $\gamma = 15°$; $\lambda = -4°$; $\varkappa = 75—85°$;

$\varkappa_1 = 5 — 10°$;

— pentru cele armate cu plăcuțe din carbură metalică lipită (**P 40, P 50**) :

$\alpha = 6°$; $\gamma = 10°$; $\lambda = -4°$; $\varkappa = 75°$; $\varkappa_1 = 10$;°

— plăcuțele și suporții trebuie să fie robuști ; trebuie folosite obligatoriu spărgătoare de așchii ; ascuțirea se va face cu multă

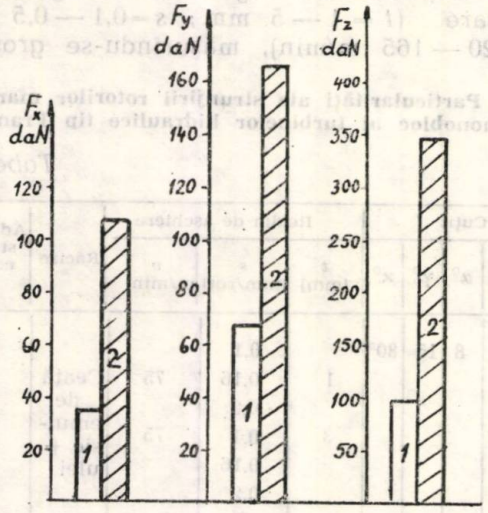


Fig. 1 Forțele de așchiere la strunjirea oțelului inoxidabil :

1 □— OLC 45 ; 2 ■ — oțel inoxidabil. Regim de așchiere : $t = 3$ mm ; $s = 0{,}4$ mm/rot ; $v = 150$ m/min. Cuțit : P 40 ; $\alpha = 6°$; $\gamma = 10°$; $\varkappa = 75°$.

grijă și precizie ; reascuțirea se va repeta frecvent, deoarece un cuțit cu tăișul parțial uzat produce o supraîncălzire a piesei, o durificare locală și o calitate slabă a suprafeței prelucrate ;

— trebuie asigurată o bună răcire a zonei de așchiere : la strunjirea cu oțel rapid se va administra din abundență emulsie cu

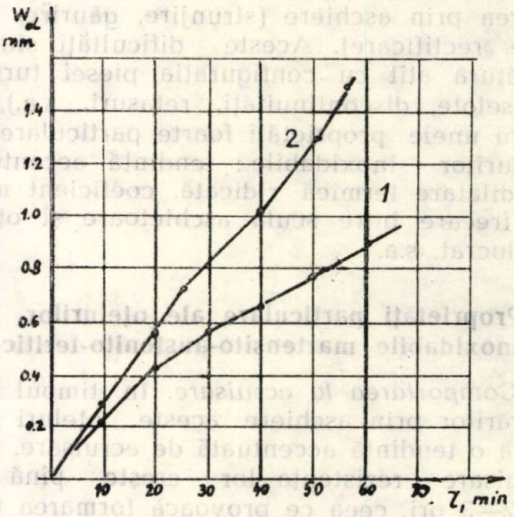


Fig. 2 Uzura cuțitului la strunjirea oțelului inoxidabil :

1 — OLC 45 ; 2 — oțel inoxidabil. Regim de așchiere : $t = 3$ mm ; $s = 0{,}4$ mm/rot ; $v = 150$ m/min. Cuțit : P 40; $\alpha = 6°$, $\gamma = 10°$, $\varkappa = 75°$.

concentrație de circa 10% ; la strunjirea cu carburi metalice se recomandă răcirea cu ceață de emulsie și ulei pulverizată în aer comprimat ;

— cuțitul trebuie să pătrundă puternic în piesă chiar de la începutul prelucrării ; metoda de angajare treptată a cuțitului este greșită, deoarece duce la o durificare localizată a oțelului, creînd greutăți la următoarea trecere prin zona respectivă. Valorile parametrilor regimului de așchiere se vor alege dintre cele testate ca raționale (tab. 2). Avansul se va alege mai mare decît grosimea stratului ecruisat.

Particularități ale strunjirii rotorilor mari monobloc ai turbinelor hidraulice tip Francis

Tabelul 2

Oțel prelucrat	Stare	Regim de așchiere			Cuțit				Răcire
					Mat.	Geometrie			
		t [mm]	s [mm/rot]	v [m/min]		$\alpha°$	$\gamma°$	$\varkappa°$	
Oțel inox.	Austenitizat	1	0,2	30—36	Rp 3	8	15	85	jet emulsie
		3	0,4	26—30					
		6	0,5	20—40					
		1	0,2	150—165	P 40	6	10	80	Ceață
		3	0,4	130—150					
		6	0,5	110—115					

Particularități ale prelucrării rotorilor prin strunjire

Pe parcursul fluxului tehnologic de execuție rotorii sînt supuși strunjirii — pe strung carusel și strung cu vîrf — în trei etape : detașarea maselotelor, degroșare și finisare, între acestea intercalîndu-se tratamente termice — recoacere de omogenizare și austenitizare — remanierea defectelor prin sudare, prelevare, pobe pentru încercări mecanice.

Detașarea maselotelor se realizează dificil datorită discontinuității rotorilor și segregaților de carburi metalice în retasuri. Întrucît tăierea maselotelor cu oxiflux nu a dat rezultate, acestea se strunjesc. Strunjirea se realizează cu viteze de așchiere și avansuri mici ($v < 10$ m/min ; $s = 0{,}09$—$0{,}12$ mm/rot) folosindu-se cuțite lamă speciale, cu rigiditate mărită. Cuțitele din oțel rapid și cu plăcuțe din carbură metalică fixată mecanic n-au dat rezultate : primele s-au uzat rapid, iar la celelalte plăcuțele s-au spart datorită vibrațiilor din sistem și rigidității scăzute a ansamblului cuțitului. Detașarea maselotei s-a putut realiza numai cu cuțite avînd plăcuțele achietoare lipite și numai din carburi tenace (P 50).

Strunjirea de degroșare se realizează după o recoacere de omogenizare și după remanierea defectelor prin sudare. Prelucrarea este în continuare îngreunată de configurația piesei (discontinuități, resturi de maselote și rețele de turnare, retasuri, incluziuni nemetalice) și de prelucrabilitatea redusă a oțelului inoxidabil (ecruisare intensă, frecare mare între așchii și cuțit, cu formare de depuneri aderente și uzură accentuată, etc.). Productivitatea prelucrării este scăzută datorită valorilor scăzute ale parametrilor regimului de așchiere ($t = 10$ mm ; $s = 0{,}5$ mm/rot ; $v = 22$ m/min).

Strunjirea de finisare nu a pus probleme deosebite legate de asigurarea preciziei dimensionale, a formei geometrice și a rugozității suprafețelor prelucrate. Problemele tehnologice au fost determinate în special de stabilirea unor regimuri de așchiere optime și a unor cuțite corespunzătoare. Regimurile de așchiere s-au definit în urma încercărilor de laborator (tab. 1 și tab. 2) iar pentru partea activă a cuțitului se pot utiliza și sortimente de carburi metalice mai puțin tenace (**P 30, M 40**). Strunjirea cu $t = 2$ mm ; $s = 0{,}2$ mm/rot și $v = 50$—60 m/min, a condus la obținerea unor rotori care au satisfăcut în totalitate cerințele tehnice impuse de proiectant.

Concluzii

Studierea în laborator a condițiilor optime de strunjire a oțelurilor inoxidabile turnate în rotorii monobloc ai turbinelor hidraulice Francis a constituit o bună bază orientativă pentru condițiile din atelier. Turnarea și prelucrarea cu înaltă precizie a rotorilor monobloc și ai turbinelor Francis la I.C.M. Reșița este o realizare de înalt nivel tehnic, care demonstrează că în fabricația de turbine hidraulice țara noastră este competitivă pe plan mondial.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * : Spravocinik metallista, vol. III, Maşinostrooenie, Moskva, 1977 (în lb. rusă).

[2] *Chateau, D., Berne, H., Odin, G.* : L'usinabilite des aciers inoxydables. In : „Machine outil", No = 311, août-septembre, 1974.

[3] *Voia, Iulia* : Strunjirea oțelurilor inoxidabile — comunicare la Sesiunea de comunicări tehnico-științifice, C.S.R., Reșița, oct., 1979.

RECENZIE

Importanța deosebită a montajului în construcția de mașini, manifestată mai ales prin efectul esențial asupra calității produsului, ponderea mare a consumului de muncă și reacție asupra etapelor premergătoare a procesului de producție, cum și evoluția mai lentă, în comparație cu tehnologia prelucrării mecanice, a tehnologiei de montaj au determinat în ultima vreme intensificarea crescîndă a preocupărilor pentru raționalizarea tehnologiei de montaj, mecanizarea și automatizarea procesului de montaj, căutarea de noi rezerve pentru creșterea productivității muncii.

Apariția lucrării **„Automatizarea montajului în construcția de mașini"** (autori **ing. Ion Crișan și ing. Nicolae Dobre, Editura tehnică, 1979**) se situează pe linia acestor preocupări și umple un gol, resimțit de multă vreme, în literatura tehnică românească. Mai mult decît atît, prin structurarea lucrării pe baza concepției de „tehnologie văzută ca sistem" și abordarea tehnologiei de montaj în lumina acestei concepții inovatoare și de perspectivă, capabilă să dezvolte cele mai complexe procese de montaj, lucrarea aduce un aport original de valoare în acest domeniu.

Tratarea sistemică a montajului apare nu numai ca o schimbare de tehnologie, dar și ca o inovare în gîndire, care implică adoptarea „specializării-produs" (în opoziție cu „specializarea-proces") și care, asociată organic structurarea modulară a subsistemelor constitutive ale sistemului de montaj-asamblare, manipulare, control, constituie una din premizele esențiale pentru tipizarea tehnologiilor și produselor, automatizarea și flexibilizarea procesului de montaj.

Primele două capitole ale lucrării se ocupă de probleme de ansamblu : sistemul de montaj în tehnologia construcțiilor de mașini și bazele proiectării tehnologiei de montaj. Se prezintă și se exemplifică montajul văzut ca sistem, se definește și se analizează flexibilitatea în tehnologia montajului. Se precizează noțiunea de sistem modular și se prezintă o

metodă logică de concepție a sistemelor modulare în proiectarea echipamentelor tehnologice și anume o metodă, bazată pe analiza morfologică a funcțiilor montajului. În acest scop se folosește o schemă intuitivă — „cutia morfologică". Fiecare traiectorie în această schemă definește un sistem modular teoretic posibil. Parcurgerea schemei după traiectorii compatibile cu condițiile tehnologice conduce la un număr restrîns de sisteme modulare, între care se identifică varianta optimă. Metoda este utilizată cu succes la rezolvarea mai multor probleme din domeniul tehnologiei de montaj iar aplicarea ei în acest domeniu are un caracter de noutate.

Bazele tehnologiei de montaj se studiază plecînd de la stabilirea și clasificarea funcțiunilor montajului în cadrul sistemului de montaj. Adaptarea unor semne convenționale mnemotehnice pentru reprezentarea funcțiunilor montajului și a operațiilor de montaj imprimă un caracter foarte intuitiv schemelor de montaj și mărește conținutul lor informațional.

Se trece la caracterizarea formelor de organizare a montajului și alegerea formei optime, utilizarea schemelor morfologice în acest scop permițînd o tratare concisă și exhaustivă. Analiza se face pe baza criteriilor : montaj individual sau în seturi, montaj și grad de înlănțuire a operațiilor. Se evidențiază și se codifică clasele care rezultă prin aplicarea fiecărui criteriu, se dau indicații cu privire la compatibilitatea diferitelor criterii în combinațiile de clase care reprezintă forme de organizare a montajului.

Trecînd la proiectarea tehnologiei de montaj se dă și se analizează schema logică a procesului de proiectare a tehnologiei de montaj, se dau indicații cu privire la proiectul de execuție. Se tratează ca aplicație, cîteva exemple din practică la nivel de studiu preliminar.

Baza teoretică convențională a proiectării tehnologice este extinsă și corelată cu cerințele ergonomice și cu influența factorilor psihologici în organizarea tehnologică a montajului.

Calculul normelor de muncă încheie capitolul 2. Aici se dau relații pentru calculul timpului operativ în cazul montajului mecanizat sau automatizat, se indică utilizarea normativelor de timpi. Se descriu sistemele de timpi predeterminați MTM și se arată modul de întocmire a normativelor de timpi pe baza sistemului MTM-1. Se calculează, exemplificativ, normele de timp în cîteva cazuri caracteristice.

La capitolul 3 sînt tratate condițiile tehnologice, de calitate și logistice pentru mecanizarea și automatizarea montajului. Se clasifică condițiile privind tehnologicitatea concepției constructive. În cadrul acestei clasificări se examinează condițiile tehnologice privind : construcția pieselor sub aspectul cerințelor de manipulare și de asamblare, condițiile privind schema de montaj. O importanță deosebită se acordă metodelor de rezolvare a lanțurilor de dimensiuni — interschimbabilitate, selecție, compensare, reglare. Analiza condensată a unor exemple caracteristice asigură o orientare corectă în problema tehnologicității montajului.

Utilizînd instrumentul statisticii matematice se prezintă o metodă de diagnosticare tehnologică a gradului în care condițiile din unitatea de producție considerată sînt capabile să mențină parametrii, care definesc calitatea pieselor, în limitele impuse de tehnologia de montaj. Acest grad definește o caracteristică de sinteză a procesului de fabricație — „capabilitatea fabricației". Se descrie metoda de analiză a capabilității fabricației și măsurile pentru creșterea ei pînă la nivelul necesar.

În cadrul condiției „logistice", se urmărește în principal asigurarea continuității procesului de montaj. În acest context este tratată mai pe larg alimentarea compartimentului de montaj cu materiale, piese și ansamble, sub aspectul necesarului și momentului de alimentare. Se arată utilizarea schemei de structură a produsului, a graficelor rețea și a graficului Gantt în acest scop.

Mijloacele de mecanizare și automatizare a asamblărilor, cu accent deosebit asupra celor realizate în concepție modulară, constituie obiectul capitolului 4.

Se descriu principalele procedee de asamblare ce se aplică în sistemele de montaj mecanizate și automatizate și utilizările lor specifice, insistîndu-se asupra îmbinărilor prin înșurubare și prin deformare plastică. Se prezintă mașini și automate de înșurubat-multiple, cu impact, cu cuplu controlat și altele, utilaje bazate pe procedee noi de deformare plastică — nituirea tangențială și nituirea radială, care elimină neajunsuri ale nituirii convenționale prin percuție (zgomot, deformare necontrolată a materialului), asamblarea prin deformare în cîmp electromagnetic.

Se abordează sistemic, în concepție modulară, funcțiunea „manipulare" a sistemului de montaj (cap. 5) ca bază pentru automatizarea operațiilor de manipulare, examinîndu-se două moduri de rezolvare a problemei :

I. Conceperea cîte unei familii de module de manipulare, specifice fiecărei funcțiuni sau grupe de funcțiuni cu grad mare de repetabilitate (alimentare, sortare etc.) ale subsistemului „manipulare" (obiectul capitolului 5) ;

II. Asocierea cîte unei familii de module cu fiecare, „mișcare elementară" (translație, rotație, „apucă-dă drumul") care formează structura oricărei funcțiuni din subsistemul „manipulare".

Prin combinarea modulelor, corespunzătoare celor trei elemente, în cadrul unui sistem cibernetic adecuat se arată calea pentru rezolvarea oricărei probleme de manipulare în condiții de largă flexibilitate. Această logică generează roboții industriali, al căror studiu se face la capitolul 6.

Se tratează alegerea, pentru o piesă dată, a modulelor de manipulare cu probabilitate maximă de reușită pe baza unei clasificări detaliate a pieselor și manipulărilor, orientată pe automatizarea manipulării, care se combină cu o clasificare ce definește caracteristicile cinematice ale modulelor de manipulare.

Se studiază comportarea în mișcare a corpurilor de forme geometrice uzuale și se dau relații analitice pentru determinarea probabilității de așezare corectă a unor asemenea corpuri, considerată ca un criteriu important în alegerea dispozitivului de manipulare optim.
Se descriu, în esență, pe bază de schițe de principiu, tipuri reprezentative a dispozitivelor de manipulare moderne — de depozitare, alimentare (în mod amănunțit, cele mai frecvente — alimentatoarele vibratoare), de orientare (prin mișcare dirijată, prin cădere liberă, prin selecție, în trepte).

Ce tratează construcția roboților industriali sub aspectele : construcție mecanică, acționare, comodă. Varietatea sistemelor de comandă este sintetizată cu ajutorul unei „cutii morfologice". Se dă o clasificare morfologică a roboților industriali, avînd drept criterii cele mai importante caracteristici constructive ale acestora. Se descriu tipuri reprezentative de roboți industriali de nivelul I și II și se arată obiectivele cercetărilor pentru cei de nivelul III. Se examinează domeniile prioritare de introducere a roboților industriali.

Se ilustrează și se analizează aplicarea concepției de sistem și utilizarea elementelor structurale ale montajului pe cîteva exemple de sisteme de montaj, realizate în România și în țări cu industrie avansată (cap. 7). Se prezintă succesiv, în cadrul unor considerații teoretice de sinteză și insistîndu-se asupra

automatizării flexibile ca principală tendinţă tehnologică a viitorului, sisteme de montaj staţionar şi montaj glisant, sisteme evolutive cu automatizare parţială, automate de montaj, sisteme de montaj cu roboţi industriali, diferite cazuri de integrare a controlului în sistemele de montaj, comanda sistemelor de montaj.

Lucrarea se încheie cu un capitol (cap. 8) care se ocupă de eficienţa economică a montajului. Se dă o metodă simplă, bazată pe costul orei de lucru, pentru calculul volumului de producţie optim, raportului de reducere a manoperei şi a duratei de recuperare a investiţiei. Se tratează fiabilitatea, mentalitatea şi disponibilitatea sistemelor de montaj ca factori de influenţă asupra eficienţei economice a montajului. Se analizează efectul economic al modului de intervenţie în caz de defecţiune tehnologică în sistemul de montaj.

Lucrarea este utilă tehnnologilor, proiectanţilor de mijloace de mecanizare şi automatizare, personalului tehnic care se ocupă cu organizarea şi conducerea producţiei în domeniul montajului, mai ales :

— prin promovarea unui nou mod de gîndire în proiectarea tehnologiei de montaj, bazat pe concepţia sistemică şi structurare modulară a procesului de montaj ;

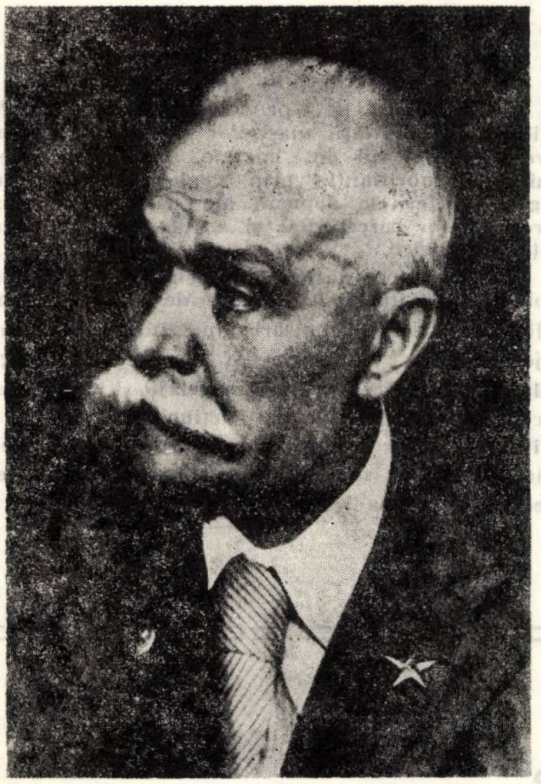
— prin informarea asupra celor mai noi şi reprezentative realizări româneşti şi străine, începînd cu procedee tehnologice şi terminînd cu sisteme de montaj ;

— prin variatele soluţii constructiv-tehnologice, relaţii şi nomograme de dimensionare, utilizabile nemijlocit în proiectarea dispozitivelor tehnologice şi a mijloacelor de mecanizare şi automatizare a montajului.

ing. Anton **MAHALNISCHI**

ANIVERSĂRI

EVGHENII OSKAROVICI PATON



Evghenii Oskarovici Paton — a fost un renumit inginer rus, pedagog şi om de ştiinţă în domeniul construcţiilor de maşini şi sudării metalelor. Este cunoscut ca un organizator talentat al activităţii ştiinţifice şi un mare activist pe tărîm social.

E. O. Paton s-a născut la 5 martie 1870 în oraşul Niţe în familia consulului rus Oskar Petrovici Paton. S-a format ca inginer la Şcoala Tehnică din Dresda. După absolvirea acesteia a desfăşurat aici o activitate pedagogică şi de proiectare. În anul 1895 se întoarce în Rusia unde termină al doilea institut : Institutul de telecomunicaţii din Petersburg şi îşi începe activitatea multilaterală de inginer şi constructor de poduri.

Prin activitatea sa şi-a adus aportul la crearea bazelor ştiinţifice ale proiectării şi calculului pentru construcţia podurilor cu deschideri mari, a tehnologiei lor de construcţie şi a metodelor de încercare. El a elaborat peste 35 de proiecte ale unor poduri metalice şi de lemn, care s-au remarcat prin originalitatea schemelor constructive, prin îndrăzneala gîndirii inginereşti, prin noutatea tehnologiilor de construcţie.

Între anii 1904—1929, E. O. Paton conduce catedra de poduri de la Institutul Politehnic din Kiev, unde perfecţionează sistemul de predare, editează manuale noi şi antrenează tineretul studenţesc în rezolvarea unor importante probleme practice. Sub conducerea sa, s-a format o întreagă pleiadă de ingineri constructori de poduri. Lucrările create de profesorul E. O. Paton în decursul activităţii sale, în domeniul construcţiilor de poduri, l-au ridicat în rîndurile specialiştilor cu renume din ţară şi din lume. În anul 1929 a fost ales membru al Academiei de ştiinţe a R.S.S. Ucrainiene.

În această perioadă atenţia sa este atrasă de un procedeu nou de îmbinare a metalelor — sudarea cu arc electric, descoperită de savanţii ruşi N.N. Benardos şi N.G. Slavianov. Intuiţia cercetătorului şi experienţa bogată a inginerului i-au permis să prevadă modificările esenţiale şi progresive pe care le putea oferi această tehnologie în execuţia construcţiilor metalice. În anul 1929 se înfiinţează la Kiev, sub conducerea lui E. O. Paton, un laborator de sudură, care a format în anul 1934 nucleul de bază pentru organizarea Institutului de sudură al Academiei de ştiinţe a R.S.S. Urcainiene. E. O. Paton a fost pînă în ultimele zile ale vieţii sale directorul şi conducătorul ştiinţific al acestui institut, care din anul 1945 îi poartă numele.

Activitatea sa în domeniul sudării metalelor şi construcţiilor sudate s-a concretizat în elaborarea bazelor teoretice ale tehnologiei de sudare cu arcul electric a diferitelor materiale şi aliaje, principiile calculului şi proiectării construcţiilor sudate, crearea unei aparaturi speciale pentru mecanizarea şi automatizarea proceselor de sudare. Toate acestea au fost create împreună cu un colectiv restrîns de elevi şi tovarăşi de idei. De numele său este legat şi procesul de sudare automată sub flux, care a deschis căi largi aplicării sudurii în producţia de construcţii me-

talice din țară, mașini și mecanisme, cazane și rezervoare, nave și vagoane de teren, țevi cu diametrul mare și alte produse.

În timpul celui de al doilea război mondial a elaborat tehnologia de sudare sub flux a aparaturii de luptă.

E. O. Paton a efectuat cercetări complexe în domeniul capacității portante a îmbinărilor sudate în condiții de laborator și de producție stabilind natura ruperii fragile. Primele rezultate sistematizate i-au permis să fundamenteze conceptul importanței calității metalului de bază pentru fiabilitatea în exploatare a construcțiilor sudate. Cerința de aplicare în construcțiile sudate a metalului îmbunătățit avînd caracteristici speciale, care astăzi constituie condiția principală în comportarea la sudarea a oțelurilor și aliajelor, a fost enunțată de către E. O. Paton în „conceptul de oțeluri pentru podurile sudate". Prin aceasta, el a inaugurat o direcție nouă în știință și în tehnică — electrometalurgia specială.

Activitatea lui E.O. Paton a fost încununată de construcția podului sudat în întregime, construit în Kiev peste Nipru. Această construcție unică scoate în relief două laturi ale activității sale creatoare, cea de constructor de poduri și cea de sudor. În august 1953, cînd s-a termniat montajul arcadelor podului, care astăzi îi poartă numele, s-a întrerupt firul vieții sale.

Evghenii Oskarovici Paton, care s-a remarcat prin cunoștințe teoretice profunde, talent de renumit inginer, experiență practică, energie inepuizabilă, dragoste de oameni, și-a adus aportul la tezaurul științei naționale și mondiale. El a contribuit în mod deosebit la ridicarea sudurii ca ramură de sine stătătoare a științei, la elaborarea unor tehnologii avansate. Nota caracteristică a întregii sale activități a fost tendința continuă de legare a teoriei de practică.

Institutul de sudură electrică „E. O. Paton", care este condus de fiul său academicianul B.E. Paton de aproape un sfert de veac, s-a transformat într-un centru puternic al sudurii și metalurgiei speciale. Astăzi, acest colectiv continuă cu succes cauza întemeietorului său în strînsă colaborare cu oamenii de știință, inginerii și producătorii din Uniunea Sovietică și țările socialiste.

TRIBOTEHNICA 1980 – HUNEDOARA

Comisia de Tribologie a C.N.I.T. și Combinatul Siderurgic Hunedoara împreună cu :

— Institutul Politehnic București, Institutul Politehnic „Traian Vuia" Timișoara — Institutul de subingineri Hunedoara, Institutul de Mine Petroșani, Universitatea Galați ;

— Institutul Central pentru Construcții de Mașini al M.I.C.M ;

— Institutul de Cercetări Inginerie Tehnologică și Proiectare pentru Rafinării Ploiești al M.I.Ch.

ORGANIZEAZĂ

cu sprijinul Comitetului județean P.C.R. Hunedoara, al Comitetului Municipal P.C.R. Hunedoara și al Consiliului Sindicatelor Hunedoara, în zilele de 16 și 17 mai 1980, la Hunedoara, „TRIBOTEHNICA 1980", a II-a conferință pe țară a specialiștilor din domeniile frecării, ungerii și uzării.

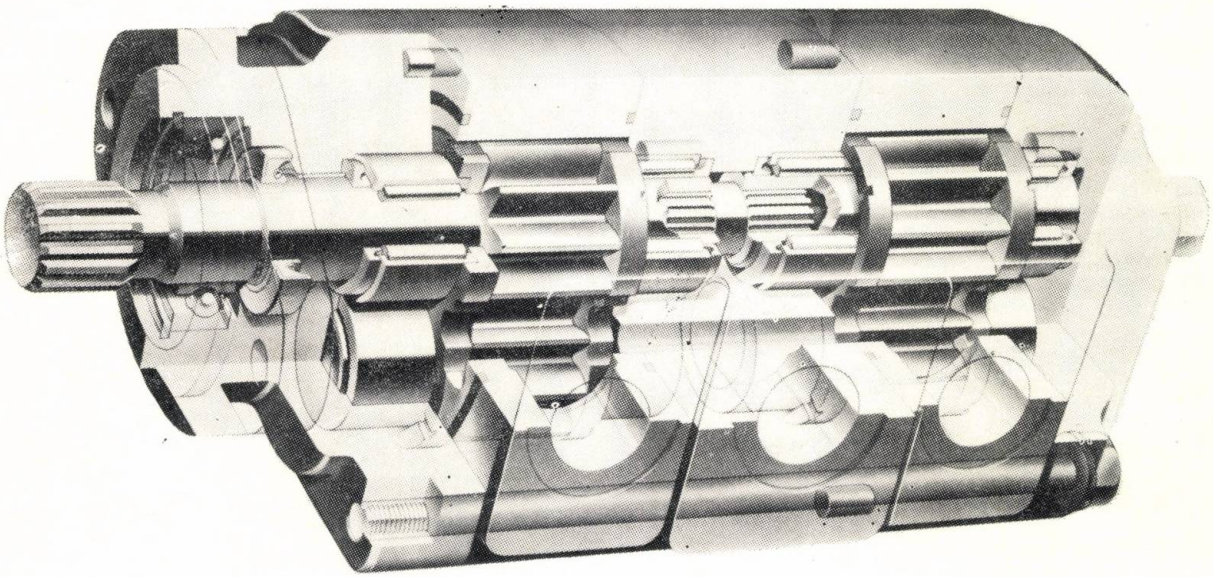
Se urmărește aplicarea Hotărîrilor Congresului al XII-lea al P.C.R. privitoare la : **îmbunătățirea calității și fiabilității mașinilor și instalațiilor, obținerea de economii de energie, materiale, piese de schimb și lubrifianți prin valorificarea pe scară largă în diferitele domenii ale economiei naționale a rezultatelor cercetărilor și a celor mai noi cunoștințe tribologice.**

Conferința va dezbate în plen și în 10 secții — probleme privitoare la : lagăre de alunecare, rostogolire și hibride ; etanșări ; mecanică fină ; angrenaje ; procese tehnologice și aspecte metalurgice ; utilaje tehnologice ; frîne, ambreiaje și materiale de fricțiune ; materiale de antifricțiune ; lubrifianți aditivi și organizarea ungerii. Pe baza celor 220 de lucrări trimise ce se multiplică și a unor referate de specialitate se va trece direct la discuții.

În numerele viitoare:

UTILAJ PETROLIER

Peste tot unde sînt mașini care excavează, împing, încarcă, se rotesc, apucă, smulg...



veți găsi Commercial

Buldozere, excavatoare, gredere, compactoare, macarale, motostivuitoare, macarale portal, autobasculante, trolii, încărcătoare frontale, tractoare, combine.

Peste tot unde este necesară o hidraulică de înaltă performanță, pentru a mări eficiența și economia, veți descoperi pompe, motoare, distribuitoare divizoare de debit și accesorii „COMMERCIAL HIDRAULICS" lucrînd din greu.

Și în spatele acestui întreg program de fabricație se află o organizație service cu centre în 21 de țări legate de 11 uzine din lumea întreagă.

Deci oricare ar fi dorințele dvs. și oriunde v-ați afla „COMMERCIAL" vă poate ajuta să rezolvați problemele.

Pentru o soluție la o problemă imediată sau pentru o mai bună informare, este suficient să apelați la adresa:

COMMERCIAL HYDRAULICS S.A.

Route D'Ettelbruck — Diekirch-Luxembourg —

Telex 0048-2313 — Telefon 80261

Pentru informații suplimentare că puteți adresa la: ICE INDUSTRIALEXPORT

13, Bd. Dacia, București — Telefon 110730/119 — Protocol

Produsele noastre sînt deja introduse în țara dvs. prin intermediul Întreprinderii de Comerț Exterior UNIVERSAL TRACTOR

PUBLICOM

Întreprinderea de comerț exterior

centrozap

CENTROZAP

40-036 Katowice, Ligonia 7, POLONIA
C.P. 825 Telex 0312-416 Telefon 513-401

Oferta constă dintr-un sortiment larg de instalații de:

1. Ventilație

cu utilizarea a diferite ventilatoare destinate pentru:
- uscarea cu flux de aer cald sau de gaze de ardere;
- insuflarea în focare și cuptoare industriale;
- aspirarea gazelor de ardere în cuptoarele industriale și cazanele de abur;
- aerisirea galeriilor de mină, a secțiilor și halelor din fabrici, a navelor, sălilor de spectacole, atelierelor, antrepozitelor etc.

2. Climatizare

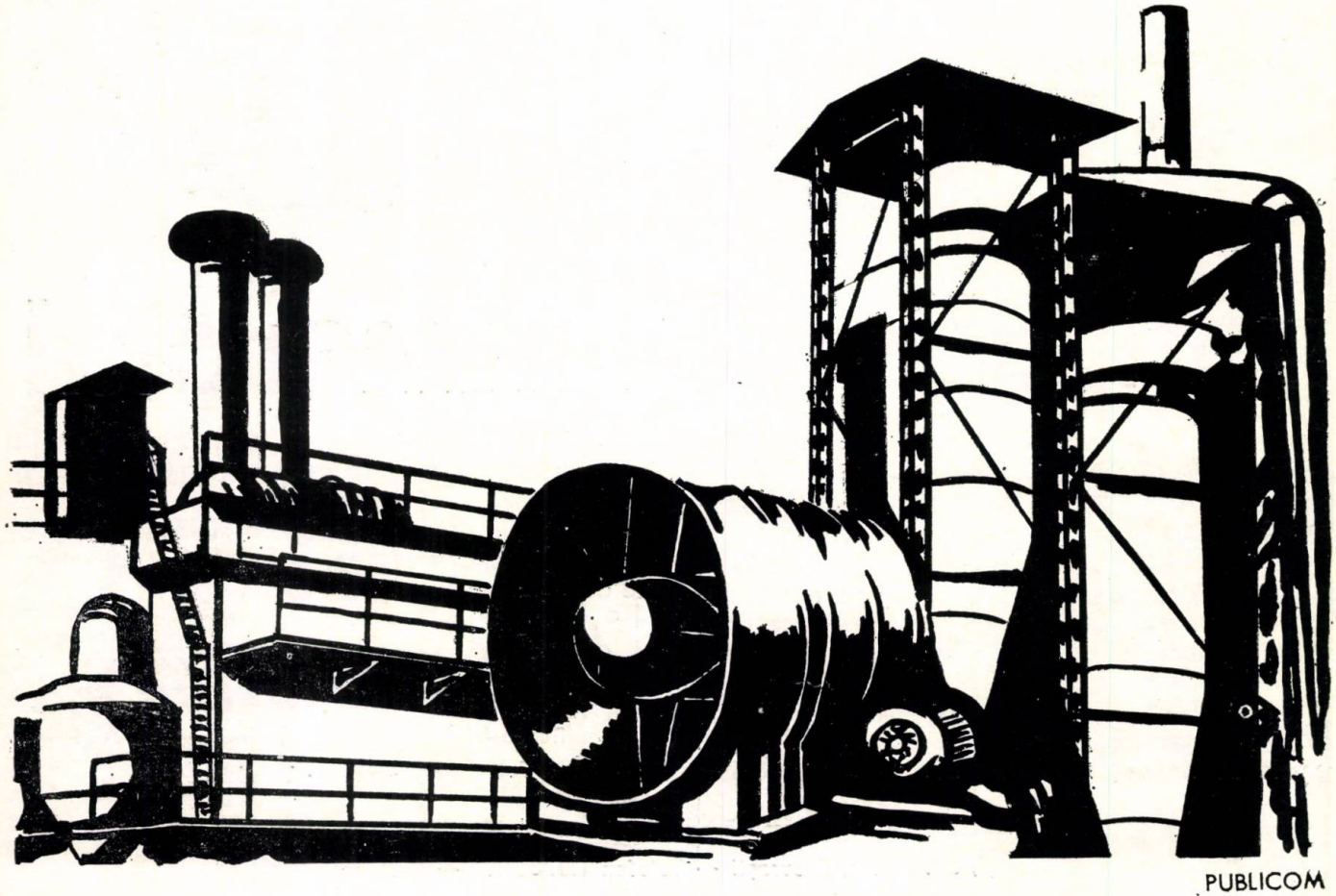
bazată în majoritate, pe brevete franceze, între care:
- centrale de climatizare cu randamente de 40 000 pînă la 160 000 m³/h:
- aparate de suprastructurare nefixate la sol, cu un randament de 3000 pînă la 40 000 m³/h, destinate în primul rînd industriei textile;
- aparate pentru condiționarea aerului, tip „sub fereastră";
- aparate pentru condiționarea aerului în cabinele podurilor rulante;
- sisteme automate pentru industria ușoară.

3. Desprăfuire

cu instalații de:
- saci filtranți;
- electrofiltre sau filtre cu insuflare intermitentă;
- separatoare de pulberi care lucrează uscat sau umed;
- cicloane, multicicloane și altele;
- instalații pentru absorbția de gaze anorganice și epurarea catalitică a gazelor.

Echipamentele menționate sînt oferite împreună cu proiectarea, livrarea și asistența la montaj a instalațiilor complete de desprăfuire sau de epurare fie a gazelor, fie a aerului, necesare în industria siderurgică, în turnătorii, industria chimică, industria prelucrătoare și în centralele energetice.

Efectuăm și analize privind poluarea atmosferei și a zonelor de protecție sanitară din întreprinderile industriale.



PUBLICOM

Intreprinderea sovietică de comerț exterior

MACHINOEXPORT

exportă produsele industriei de mașini grele a URSS

în 70 de țări din lume

- Echipamente și material de foraj pentru exploatări petroliere. Rezervoare de petrol. Echipamente pentru prospecțiuni geologice și geofizice.
- Aparate de ridicat și manipulare: macarale, transportoare, cricuri, palane, ascensoare și elevatoare, scări rulante . . .
- Echipamente pentru metalurgie, de laminare pentru turnătorie.
- Echipamente și utilaje pentru construcții.
  Echipamente pentru industria materialelor de construcții.
- Echipament minier.
- Excavatoare cu cupe.
- Echipamente de întreținere și depanare. Piese de schimb.

ECHIPAMENTELE ȘI UTILAJELE NOASTRE PREZINTĂ FIABILITATE, ECONOMICITATE ȘI DURABILITATE. SERVICIUL POSTVÎNZARE ESTE ASIGURAT.

MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 SSSR MOSKVA 117330 MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT 7207

PUBLICOM

PUBLICOM « FOREIGN TRADE · PUBLICOM ROMANIA · PUBLICITY AGENCY » EXPO '80

Sole advertising and publicity agency in Romania

SPECIALIZED EXHIBITIONS TO BE STAGED IN 1980

1. SHOP
   22—25.01.1980
   (Consumer goods for specialized shops)
2. MUZICĂ — SPORT — AGREMENT
   5—8.02.1980
   (Music — Sport — Entertainment)
3. ENERGETICA
   12—15.02.1980
   (Power equipment and up-to-date systems for obtaining, stoking, conveying and savings of powder supply)
4. LABORATORUL
   19—22.02.1980
   (Equipment and installations for laboratory)
5. ACOPERIRI METALICE
   26—29.02.1980
   (Metal-coatings, galvanotechnique)
6. SUDURA
   4—7.03.1980
   (Welding equipment, installations, devices and spare parts)
7. MEDICINA
   18—21.03.1980
   (Medical equipment and installations/Medicines)
8. TEHNICA HÎRTIEI
   1—4.04.1980
   (Paper manufacturing equipment and various paper assortment)
9. ARMĂTURI POMPE
   8—11.04.1980
   (Industrial fittings, pumps, accessories)
10. AUTO-SERVICE
    15—18.04.1980
    (Equipment, spare parts, cosmetics for motorcar service)
11. CONSTRUCȚIA INDUSTRIALĂ
    27—30.05.1980
    (Outfits and technologies for industrial construction use)
12. TEHNICA NUCLEARĂ
    3—0.06.1980
    (Equipment, installations and apparata for nuclear technique, radioactive substances, reagents)
13. CONFEX
    10—13.06.1980
    (Accessories for ready-mades)
14. REPRO-POLIGRAFICA
    17—20.06.1980
    (Equipment for the printing and copying industry)
15. INDUSTRIA NAVALĂ
    26—29.08.1980
    (Ship equipment, apparata and instruments)
16. PISCICOLA
    26—29.08.1980
    (Equipment for fish industry)
17. PEȘTICIDE
    16—19.09.1980
    (Pesticides, insecticides, herbicides, fungicides)
18. ANTIPOLUARE
    21—24.10.1980
    (Polution detecting, indicating and control equipment)
19. GEOFIZICA
    28—31.10.1980
    (Devices and instruments for geophysics)
20. TESTĂRI
    4—7.11.1980
    (Physico-mechanical tests and destructiv-non-destructiv control equipment)
21. SCULE DIAMANTATE — ABRAZIVE
    11—14.11.1980
    (Diamond tools and industrial diamonds)
22. FOTO-KINO-OPTICA
    18—21.11.1980
    (Optical and photo instruments)
23. ASBEST
    25—28.11.1980
    (Asbestos materials, yarns and ready-mades)
24. TEHNOCALCUL
    2—5.12.1980
    (Equipment and accessories for computing technique)
25. MATERIALE ȘI ECHIPAMENTE PENTRU STINGEREA INCENDIILOR
    9—12.12.1980
    (Fire extinction materials and equipment)

25 SPECIALIZED EXHIBITIONS

PUBLICOM
BUCHAREST — ROMANIA
22, Nicolae Bălcescu Blvd.
Telex : (011) 374 CAMROM
Telephone : 14 75 35

INSTITUTUL DE CERCETARE STIINTIFICA SI INGINERIE TEHNOLOGICA PENTRU UTILAJ PETROLIER SI MINIER

IPCUP

25

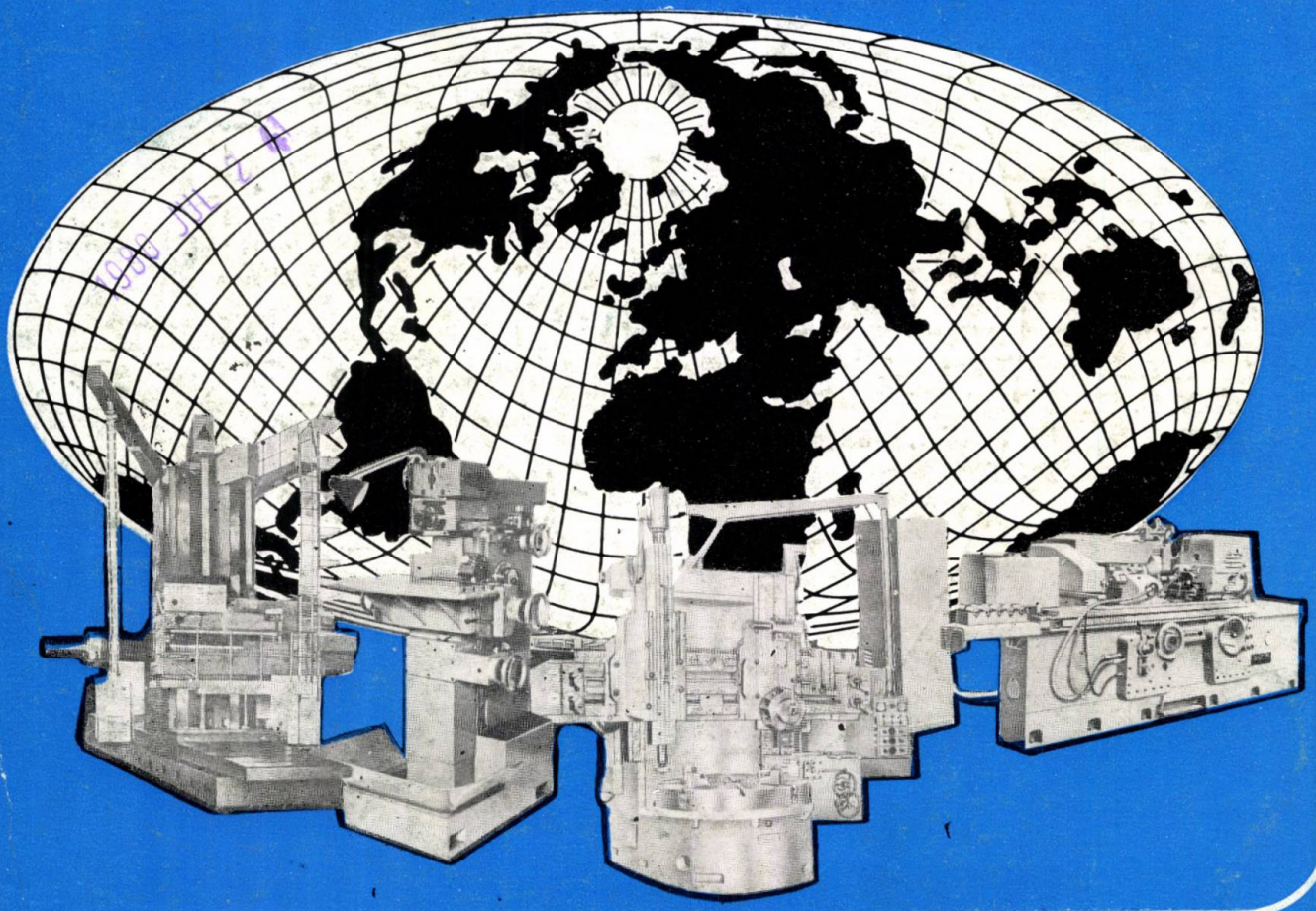
25 DE ANI DE EXPERIENȚĂ ÎN DOMENIUL CERCETĂRII ȘTIINȚIFICE ȘI INGINERIEI TEHNOLOGICE PENTRU INSTALAȚII ȘI ECHIPAMENTE DE FORAJ PETROLIER (TERESTRU, MARIN ȘI MINIER), GEOLOGIC. ECHIPAMENTE DE EXTRACȚIE, SCULE, SAPE DE FORAJ ȘI ARMĂTURI.

MASINEXPORTIMPORT

ISCE „Mașinexportimport"
București — ROMANIA
Str. Scaune nr. 1 — 3
Telefon: 13.75.96; 15.40.50
Telex: 11206; 11216
Telegrama — MEXIM — București

EXPORTA:

Strunguri universale normale, semigrele și grele cu diametru de prelucrare de la 320 mm la 2 500 mm cu distanța între vîrfuri (centre) de la 750 mm la 15 000 mm; strunguri automate monoax 16 — 25 — 42 — 60 mm; strunguri revolver 32 — 50 — 60 — 63 — 80 mm; strunguri carusel cu diametre de prelucrare cuprinse între 1 250 — 16 000 mm; mașini de alezat și frezat cu diametrul broșei între 85 — 260 mm; freze longitudinale cu portal cu lățimea mesei între 660 — 3 600 mm; freze universale și verticale; freze de danturat; freze universale pentru sculărie; mașini de broșat; mașini de rectificat interior și exterior; mașini de rectificat fără centre; mașini de ascuțit scule; mașini de găurit; mașini de filetat interior; mașini de rabotat cu cursa de 425 la 800 mm; ferăstraie circulare și alternative de debitat metale; mașini pentru prelucrarea și finisarea bilelor de rulmenți; prese pentru îndoit tablă; prese automate înclinabile; mașini pentru roluit tablă; foarfeci de tăiat fier beton; foarfeci pentru tăiat profile; foarfeci ghilotină; ciocane pentru forje; polizoare duble; accesorii pentnu mașini — unelte.



L 5279
04

UTILAJ
PETROLIER

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

4

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ ANUL XXXII ■ APRILIE ■ 1980

INSTITUTUL DE CERCETARE STIINTIFICA SI INGINERIE TEHNOLOGICA PENTRU UTILAJ PETROLIER SI MINIER

IPCUP

25

25 DE ANI DE EXPERIENȚĂ ÎN DOMENIUL CERCETĂRII ȘTIINȚIFICE ȘI INGINERIEI TEHNOLOGICE PENTRU INSTALAȚII ȘI ECHIPAMENTE DE FORAJ PETROLIER (TERESTRU, MARIN ȘI MINIER), GEOLOGIC. ECHIPAMENTE DE EXTRACȚIE, SCULE, SAPE DE FORAJ ȘI ARMĂTURI.

JURĂMÎNTUL PREȘEDINTELUI REPUBLICII

„Jur să slujesc cu credință patria, să acționez cu fermitate pentru apărarea independenței, suveranității și integrității țării, pentru bunăstarea și fericirea întregului popor, pentru edificarea socialismului și comunismului în Republica Socialistă România !

Jur să respect și să apăr Constituția și legile țării, să fac totul pentru aplicarea consecventă a principiilor democrației socialiste, pentru afirmarea în viața societății a normelor eticii și echității socialiste !

Jur să promovez neabătut politica externă de prietenie și alianță cu toate țările socialiste, de colaborare cu toate națiunile lumii, fără deosebire de orînduire socială, pe baza deplinei egalități în drepturi, de solidaritate cu forțele revoluționare, progresiste de pretutindeni, de pace și prietenie între popoare !

Jur că îmi voi face întotdeauna datoria cu cinste și devotament pentru strălucirea și măreția națiunii noastre socialiste, a Republicii Socialiste România !

Opţiune istorică

Vineri 28 martie 1980, în cadrul primei sesiuni a Marii Adunări Naţionale, din cea de a VIII-a legislatură, tovarăşul Nicolae

Ceauşescu a fost reales în funcţia supremă a statului, aceea de Preşedinte al Republicii Socialiste România, **22.000.000 de cetăţeni, prin reprezentanţii lor aleşi în marele forum legislativ, în spiritul democraţiei instaurate de un deceniu şi jumătate în România, şi-au exprimat în mod liber** această opţiune istorică,

garanţie a independenţei şi suveranităţii naţionale, a demnităţii şi propăşirii patriei noastre, în drumul ei neabătut spre comunism.

Cuvintele vibrante şi atotcuprinzătoare ale Jurămîntului rostit de primul bărbat al ţării ne implică pe toţi, constituind un veritabil angajament naţional, **în marea bătălie pe care am început-o în urmă cu cincisprezece ani.**

Pentru ingratitudinea unor epoci revolute, pentru marile obiective actuale, pentru viito-

rul său pașnic și liber poporul român merită un astfel de conducător. El a apărut, **fiu autentic al pămîntului natal,** identificîndu-se, din zorile conștiinței sale, cu destinul acestei națiuni care a iubit — și va iubi întotdeauna — **iar prestigiul ei în cadrul marii comunități a țărilor a cunoscut o ascensiune fără precedent numai și numai datorită neobositelor strădanii ale acestui mare conducător politic contemporan.**

trei adevăruri fundamentale : pacea, munca și ceea ce îi aparține.

Exact pe aceste coordonate a așezat tovarășul Nicolae Ceaușescu politica externă și internă a țării și tot ceea ce am realizat pînă acum reprezintă chezășia succeselor viitoare.

Astăzi, în lume, numele României nu mai poate fi despărțit de numele Președintelui său,

Opțiunea noastră este fermă și definitivă. Ea vine din trecut, pentru viitor.

Noi, constructorii de mașini, angajîndu-ne să rămînem, ca întotdeauna, în primele rînduri ale edificării socialiste, rostim astăzi, împreună cu întregul popor și forțele progresiste din lume : „Trăiască Președintele Nicolae Ceaușescu ! Trăiască România" !

Construcția de mașini — ramură economică de bază în strategia de dezvoltare a României socialiste în perioada 1965 — 1980

IOAN AVRAM,
ministru al industriei construcțiilor de mașini

Cea mai fertilă perioadă din istoria țării noastre a început după Congresul al IX-lea al partidului.

Profunda originalitate a gîndirii economice și social-politică a tovarășului Nicolae Ceaușescu, a statuat — cu deosebită vigoare — o strategie economică proprie de dezvoltare, caracterizată prin ritmuri dinamice, susținute printr-o intensă acumulare productivă — totul în slujba omului, a progresului general al societății.

Fundamentat științific de secretarul general al partidului, modelul nostru de creștere economică a comprimat, în numai cincisprezece ani, ample etape de dezvoltare, în condițiile dificile impuse de intensificarea crizei economice mondiale. Astfel, România a dovedit că, în cadrul unei politici adecvate, raționale, ritmurile înalte, asigurarea ocupării forței de muncă și creșterea nivelului de trai nu sînt obiective divergente, ci perfect compatibile cu echilibrul financiar.

Începînd cu anul 1965, economia românească a intrat într-o fază superioară a evoluției sale, în care accentul se pune, cu precădere, pe aspectele calitative. Astfel, în prezent, industria participă cu 60% la formarea venitului național și cu peste 80% la acoperirea necesarului de mașini și utilaje. De asemenea, producția industrială va fi de 53 ori mai mare în 1980, decît cea din 1938.

	1965	*1980*
— Transformatoare de forță	100 MVA—110 Kv—400	MVA—400 Kv
— Transformatoare de măsură	Autotransformatoare 220 Kv — 200 MVA	— Tansformatoare de loc 400 Kv—400 MVA
— Mașini de calcul	—	electronice
— Calculatoare electronice	—	— Un sortiment larg de la minicalculatoare cu microprocesori pînă la sisteme de calcul
— Frigidere	— cu absorbție	— Cu compresor
— Componente electronice	— tanzistoare cu germaniu	— gamă largă, inclusiv componente de putere cu siliciu, cicuite integrate logice și liniare microprocesoare
— Aparate de măsură și control	— mecanice	— electronice, electrice și mecanice, într-o gamă largă
— Radio comunicații profesionale	—	— radio comunicații profesionale, echipamente pentru nave și aviație
— Hidroagregate	22 MW	178 MW
— Turboagregate	12 MW	330 MW
— Instalații de foraj	3000 m	6000 m — 8000 m
— Mașini unelte din care :		
— strunguri normale	∅ 800 mm	∅ 3500 mm
— mașini de alezat și frezat, cu o broșă	∅ 125 mm	∅ 225 mm
— strunguri carusel	∅ 2000 mm	∅ 16.000 mm
— mașină portale cu lățimea mesei	→	= 3150 mm
— Tractoare	65 CP	360 CP
— Combine de recoltat cereale	C_1 tractate	C_{12} autopropulsate
— Nave maritime	4500 tdw	150.000 tdw
— Excavatoare cu cupa de :	0,5 m.c.	8—10 m.c.
— Cazane de abur	420 t. abur/ha	1035 t. abur/h
— Locomotive	2100 CP	6580 CP
— Autocamioane	4—5 t benzină	19 t diesel
— Motoare cu combustie internă	2100 CP	26.000 CP
— Autoturisme de oraș	→	100.000 buc/an

Aceste înalte cote de participare au fost atinse numai datorită unei înțelepte politici de investiții, elaborate din inițiativa și sub conducerea directă a tovarășului Nicolae Ceaușescu, ceea ce a consolidat permanent rolul construcției de mașini în dezvoltarea economică a țării, așa cum reiese din prezentarea cîtorva momente semnificative din curba ascendentă pe care o reprezintă perioada 1965—1980.

ASTFEL, ÎNTRE 1965—1970 :

— s-au pus bazele unor industrii moderne de tractoare, autovehicule și utilaje hidro și termoenergetice ;

— s-a construit, la București, prima întreprindere de utilaj greu ;

— s-a construit complexul hidroenergetic de la Porțile de Fier I ;

— în 1970 a început producția de serie a autoturismelor românești în condițiile unor tehnologii avansate și ale unei înalte productivități.

ÎN CINCINALUL 1971—1975 :

— s-a dezvoltat — intens — producția de mașini-unelte cu comandă program și fabricație de apara-

tură pentru automatizarea proceselor de producție ;

— tracțiunea cu abur a fost, practic, înlocuită cu tracțiune electrică și diesel, în 1975 ;

— ponderea electronicii și electrotehnicii, în producția globală a ramurii, a atins 23% în 1975, față de 16% în 1968.

ÎN CURSUL ULTIMULUI CINCINAL :

— s-au pus bazele dezvoltării producției de utilaje tehnologice complexe ;

— s-au deschis șantierele unor mari combinate de mașini grele la Iași, Craiova și Cluj-Napoca ;

— construcția de mașini a participat substanțial la realizarea Canalului Dunăre — Marea Neagră, a noilor hidrocentrale de pe Dunăre și a metroului din București ;

— au fost asimilate și introduse în fabricație peste 9500 de produse și tehnologii noi, ceea ce reflectă — semnificativ — stadiul amplu de afirmare a revoluției tehnico-științifice ;

— producția se modernizează permanent, realizîndu-se în prezent — 90% în concepție proprie și în condițiile unui grad de valorificare a metalului cu 25% mai mare decît în 1975 ;

— ritmul mediu anual de creștere depășește 13% ;

— împreună cu chimia, ponderea ramurii în ansamblul industriei a crescut de la 42% în 1975, la 47% în 1980.

Azi, construcția de mașini se prezintă ca o industrie modernă care :

— beneficiază de cea mai ridicată cifră de investiții (14%) din întreaga economie ;

— reprezintă 34% din industria țării ;

— este capabilă să asigure, în proporție de 80%, dotarea tehnologică a obiectivelor noastre de investiții (1980) ;

— realizează în două zile producția industrială a ramurii din 1938 ;

— obține, prin creșterea productivității muncii, un spor de producție de 81% ;

— asigură locuri de muncă pentru peste 1.000.000 de oameni, orientați cu precădere spre sectoarele de vîrf.

— oferă, atît economiei naționale, cît și beneficiarilor externi, o gamă largă de produse diverse și complexe, printre care :

— excavatoare electrice de mare capacitate cu cupă de 8—10 m^3 ;

— excavator cu încărcător frontal E 650 ;

— autoscrepere de 20—25 m^3 ;

— motoare navale lente și rapide cu puteri pînă la 30000 CP ;

— motoare diesele (pînă la 40000 CP) ;

— strunguri carusel de 4.3. 8.5 și 16 m diametru;

— mașina orizontală de alezat și frezat AFP 225 ;

— centru de prelucrat capabil să execute 55 operații ;

— mașina de rectificat interior cu lungime de pînă la 3000 mm ;

— linia automată de prelucrat capete de osii de vagoane.

— circa 60 tipuri de compresoare, după tehnologii noi ;

— locomotive hidraulice (pînă în prezent s-au realizat peste 4020 bucăți) ;

— locomotive diesel-electrice de 1500 CP, 2400 CP, 3000, 4000 CP ;

— presa de vulcanizat anvelope pînă la 75" ;

— presa de 12000 tone, realizată în proporție de 90% în I.M.G. București, capabilă să forjeze lingouri de pînă la 450 tone și cu un diametru de 3900 mm, acționată cu instalații de presiune de pînă la 320 atmosfere ;

— tractoare pe roți și pe șenile de 35—360 CP ;

— mineraliер de 55000 tdw, dotat cu motor principal de fabricație românească de 19900 CP, produs de I.C.M. Reșița ;

— celule electrice antigrizutoase de 7200 V ;

— autobasculante de 15 tone, cu motor diesel de 215 CP ;

— platforma de foraj marin Gloria și Orizont ;

— mașini agricole C 14, CARP 4 (ulterior se va face CARP 6).

În perioada 1965—1980, construcția de mașini a participat activ schimbul internațional de bunuri și valori materiale, în spiritul politicii externe de largă deschidere promovată consecvent de președintele Nicolae Ceaușescu. Această participare s-a concretizat — în special — în acțiuni de cooperare în producție de lungă durată, cu cele în curs de dezvoltare, precum și cu statele capitaliste, în exporturi prevăzute în convenții multilaterale de specializare, în întemeierea de societăți mixte de producție și comercializare și în contracte sau acorduri comerciale cu diverse firme.

Astfel, trebuie menționat complexul hidroenergetic de la Porțile de Fier I, realizat în cincinalul 1966—1970, în cooperare cu R.S.F. Iugoslavia și rodul hidroenergetic de pe Prut, la Stînca Costești, construit în cooperare cu U.R.S.S. și inaugurat în 1978.

În cursul cincinalului actual, au început lucrările la complexul hidrotehnic de la Turnu Măgurele — Nicopole și la întreprinderea de construcții de mașini și utilaje de la Giurgiu-Ruse, în cooperare cu R. P. Bulgaria.

Relațiile cu țările în curs de dezvoltare s-au concretizat atît prin livrări de mașini și utilaje, cît și prin construirea unor obiective industriale, cum sînt :

— rafinăria din Pakistan, Karachi, inaugurată în 1978 ;

— rafinăriile din Siria, Banias (1979) și Homs ;

— rafinăria din Iordania, Zarga ;

— rafinăria din Turcia, podișul Anatoliei ;

— fabrici de ciment în Siria, Iugoslavia, Pakistan, etc.

— centrale termoelectrice în Filipine și Egipt, livrate în 1978—1979 ;

— fabrica de televizoare din R.P.D. Coreeană, inaugurată în 1978.

Tot în domeniul livrărilor de instalații și utilaje trebuie amintite fabrica de ciment din Iugoslavia (Kakany) și cele patru centrale termice și instalația de tratare a apei pentru R. D. Germană.

Dintre societățile mixte de producție și comercializare, trebuie menționate Reșița Renk — pentru fabricația de reductoare OLTCIT — pentru fabricația de autoturisme de mic litraj și Rom Control — Data — pentru producerea și livrarea de echipamente periferice pentru calculatoare, toate cu sediul în România, precum și o societate în Peru — pentru mașini-unelte și alta în Tanzania — pentru autocamioane.

În domeniile mașini agricole, autoturisme, mașini-unelte, televizoare, radioreceptoare, motoare electrice, frigidere și altele, avem contracte sau acorduri comerciale cu firme din Italia, S.U.A., Canada, Marea Britanie, Danemarca, Austria, Franța, etc.

Pe nomenclatorul de export al construcției de mașini figurează, printre altele, cazane energetice, tractoare pe roți și șenile (în peste 87 țări ; primul lot din cele 7000 de tractoare pentru S.U.A. a fost deja expediat), autoturisme de teren ARO 244 și (în ultimul timp, mai ales) ARO 10, utilaje tehnologice pentru industria alimentară și chimie, armături industriale (Iran, Siria, Turcia, Venezuela) etc.

România socialistă se află în pragul unui nou deceniu, care va fi caracterizat prin prefaceri calitative superioare, jalonate de Congresul al XII-lea al P.C.R. și Congresul al II-lea al F.D.U.S.

Documentele programatice și hotărîrile unanim — adaptate cu aceste prilejuri poartă amprenta gîndirii profund științifice a marelui nostru conducător, a clarviziunii sale cutezătoare și revoluționare și prefigurează amplul proces de progres și dezvoltare multilaterală, care va marca, în 1985, promovarea țării noastre în rîndul statelor cu nivel mediu de dezvoltare.

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXII, 4 aprilie, 1980

CUPRINS

MIHĂESCU, C. : **Tendințe noi în construcția instalațiilor de foraj de mică adîncime.** 163

PELIGRAD, N. : **Determinarea caracteristicilor exterioare ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu treaptă.** 170

RĂDULESCU, A., GRĂDIȘTEANU, I. **Motoare hidraulice volumetrice de adîncime.** 178

OCNEANU, A. : **Contribuții la realizarea instalațiilor și echipamentelor de foraj destinate a funcționa în condiții de temperaturi scăzute.** 183

COSTIN, I., CIUREA, D., DUINEA, D., DRĂGAN, N. MERCEA, VIORICA : **Cercetări privind realizarea de echipamente de extracție rezistente în medii cu acțiuni corozivă.** 187

CRISTEA, V. : **Unele rezultate experimentale privind influența numărului de palete ale rotorului și statorului asupra parametrilor energetici ai frînelor hidraulice.** 192

TOPCIU, M., MOHORA, I., MEREANU, N. : **Realizări și tendințe în construcția sapelor și corector-stabilizatoarelor pentru foraj minier.** 201

RĂDULESCU, V. : **Manevrarea sub presiune a garniturii de țevi de extracție.** 213

NICOLAU, EDDA : **Considerațiuni privind acționarea hidrostatică a pompelor de adîncime la sondele de țiței.** 216

RĂDULESCU, A., GRĂDIȘTEANU, I., WOINAROSKI, M., PELLE, V. : **Fenomene vibratorii la încovoiere și torsiune la arborii cotiți ai pompelor de foraj.** 232

Consiliul științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu

SUMARE

CZ : 622.24

Mihăescu, C.: **Tendinţe noi în construcţia instalaţiilor de foraj de mică adincime.**

Instalaţiile de foraj de mică adîncime destinate forajului geologic prin carotaj mecanic, forajului seismic şi structural, forajului hidrogeologic, forajului minier pentru găuri de probă şi control, degazare şi drenare a ţiţeiului pentru prospectare geologică în subteran, forajului în construcţii pentru găuri de derocare, ancorare, drenare, traversare etc. se prezintă într-o mare diversitate de soluţii constructive. Articolul este o analiză documentară atentă a ultimelor realizări pe plan mondial, precum şi a cererilor de export şi pune în evidenţă două tendinţe prioritare cantradictorii şi anume : realizarea de instalaţii specializate monotehnologice, de foarte mare performanţă şi, pe de altă parte, instalaţii cu grad mare şi de universalitate.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 4, 4 tab.

CZ : 621.22

Peligrad, N.: **Contribuţii privind determinarea caracteristicilor exterioare ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă.**

În lucrare este prezentat un studiu al pierderilor mecanice în convertizorul hidraulic de cuplu cu o treaptă şi implicaţiile acestora în determinarea caracteristicilor exterioare de funcţionare. Pe baza celor analizate, s-a elaborat o metodă de calcul pentru pierderile mecanice, care să permită determinarea caracteristicilor exterioare de funcţionare.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 4, 1 fig., 4 ref.

CZ : 621.225

Rădulescu, Al., Grădişteanu, I.: **Motoare hidraulice volumetrice de adincime.**

Sînt prezentate metodele de calcul şi soluţiile constructive ale unor motoare hidraulice, destinate forajului sondelor de ţiţei şi gaze, cu performanţe superioare în ceea ce priveşte momentul realizat pe talpă şi turaţia sapei în funcţionarea pe talpă.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 4, 3 fig.

CZ : 622.24. : 665.5

Ocneanu, A.: **Contribuţii la realizarea instalaţiilor şi echipamentelor de foraj destinate a funcţiona în condiţii de temperaturi scăzute.**

Cercetările au avut ca obiect următoarele aspecte:

— studierea documentaţiei străine la nivelul publicaţiilor tehnice referitoare la această activitate ;

— studiul analitic asupra solicitărilor specifice pentru ansamble componente în timpul transportului, depozitării şi funcţionării în climat cu temperaturi scăzute ;

— cunoaşterea datelor privitoare la comportarea materialelor sau a unor ansamble de la institute sau întreprinderi specializate — colaboratoare ;

— întreprinderea unor cercetări în vederea obţinerii de rezultate privitoare la comportarea unor materiale, asamblări, ansamble sau detalii ;

— analiza aplicării rezultatelor, a implicaţiilor pe care le au în proiectarea şi fabricaţia utilajelor ;

— elaborarea, în urma unor cereri ale beneficiarilor străini, de variante care să corespundă şi condiţiilor climatice arătate.

În lucrare se arată rezultatele obţinute pînă în prezent, precum şi direcţiile de cercetare în continuare.

Construcţia de maşini, 32, (1980), nr. 4, 1 tab.

CZ : 622.24 : 665.5

Costin, I., Ciurea, D., Duinea, D., Drăgan, N., Mercea, Viorica : **Cercetări privind realizarea de echipamente petroliere rezistente în medii cu acţiune corozivă.**

Se prezintă cercetările proprii, cu experimentări de laborator, încercări industriale prin elaborarea unor oţeluri puternic şi slab aliate şi realizarea de modele experimentale ale unor echipamente de adîncime şi de suprafaţă (capete de erupţie). Sînt menţionate unele experimentări la sondă şi rezultatele obţinute. Pe baza acestor rezultate se fac propuneri şi recomandări de extindere la utilajul petrolier.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 4.

CZ : 621.2

Cristea, V.: **Unele rezultate experimentale privind influenţa numărului de palete ale rotorului şi statorului asupra parametrilor energetici şi frînelor hidraulice.**

Lucrarea expune unele rezultate ale cercetării teoretice şi experimentale întreprinse de autor asupra frînelor hidraulice. Sînt prezentate ecuaţiile fundamentale, respectiv relaţiile caracteristice pentru o serie de parametri şi constante ale frînelor hidraulice. Aceste relaţii au fost verificate atît prin analiza unor frîne hidraulice realizate, cît şi pe modele experimentale.

Încercările au condus la o ecuaţie foarte utilă între coeficientul pierderilor prin frecare longitudinale, o mărime în care intervine numărul paletelor z şi raportul dintre viteza tangenţială şi componenţa meridională a vitezei.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 4, 10 fig., 4 ref.

CZ : 622.24

Topciu, M., Mohora, U., Mereanu, N.: **Realizări şi tendinţe în construcţia sapelor şi corector — stabilizatoarelor pentru forajul găurilor de diametru mare.**

În lucrare sînt descrise sapele şi corectoarele — stabilizatoare utilizate pe plan mondial în diferite domenii de foraj minier, precum şi tipodimensiunile proiectate şi realizate pentru prima dată în ţară. Sînt analizate aspectele principale care au stat la baza proiectării sapelor cu role de diametru mare : forma, dimensiunile, numărul şi amplasarea rolelor pe sapă, construcţia părţii active şi lagărelor rolelor, precum şi sistemul de spălare şi evacuare a rocii dislocate. Sînt scoase în evidenţă performanţele unor tipodimensiuni de sape de diametru mare care au forat în şantiere. În final, lucrarea prezintă perspectivele construcţiei a noi tipuri de sape miniere în ţara noastră.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 4, 11 fig., 2 tab., 5 ref.

CZ : 665.5 : 621.2

Rădulescu, V.: **Manevrarea sub presiune a garniturii de ţevi de extracţie.**

Articolul prezintă instalaţii speciale pentru realizarea unor lucrări complexe la sondele eruptive. Aceste instalaţii elimină erupţiile necontrolate (implicit poluarea mediului), pot fi montate într-un spaţiu restrîns şi chiar în spaţii greu accesibile, fiind de neînlocuit, mai ales pe platformele marine. De asemenea, sînt protejate straturile, prin evitarea operaţiei de omorîre a sondelor, ceea ce permite executarea de lucrări de reparaţii cu cheltuieli mici şi personal restrîns. Instalaţia prezentată manevrează hidraulic garnitura de ţevi pe verticală, etanşarea spaţiului inelar al sondei faţă de atmosferă efectuîndu-se pe diametrul exterior al ţevilor manevrate.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 4, 5 fig.

CONTENTS

DC : 622.24

Mihăescu, C.: **New Design in Shallow Drilling.**

The article presents a wide range of design solutions for shallow drilling units used in geological drilling by mechanical coring, seismic and structural drilling, hydrogeological drilling, check-up and control, degasing and drain mine hole drilling for underground geological survey jobs, civil building drilling of rock-removing, anchoring, draining and transversing holes etc.

The author makes an attentive informational analysis of the latest achievements scored on a world scale in this field and of the relevant export requirements and singles out two main contradictory trends, namely : the manufacture of high performance specialized monotechnological units and, on the other hand, the production of units showing a high and very high degree of versality.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 4 tab.

DC : 621.22

Peligrad, N.: **Contributions to the Determination of Outer Specifications of Single-Stage Hydraulic Torque Converters.**

The paper contains a research into the mechanical losses occuring in the single-stage hydraulic torque converters and their implication upon the determination of the outer operating specifications. The relevant analysis led to the elaboration of a calculation method for the mechanical losses, enabling the determination of the outer operating specifications.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 1 fig., 4 ref.

DC : 621.225

Rădulescu, Al., Grădişteanu, I.: **Volumetric, Bottom-Hole Hydraulic Motors.**

The calculation methos and design versions are presented of certain hydraulic motors intended to drill oil and gas wells of high performance as concerns their bottom moment and bit speed when operating on bottom.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 3 fig.

DC : 622.24 : 665.5

Ocneanu, A.: **Contributions to the Achievement of Drilling Rigs and Equipment Intended to Work in Low Temperature Conditions.**

The research work conducted referred to the following aspects :

— investigation of foreign documentation, namely of technical publications referring to the relevant activity ;

— analytic study of the stresses specific to component assemblies during their transport, storage and operation under low temperature conditions :

— analysis of the data concerning the behaviour of materials and assemblies from other cooperating specialist institutes and enterprises ;

— research conducted with a view of obtaining results concerning the behaviour of certain materials, mountings, assemblies and details ;

— analysis of the results implementation, of their implications in equipment design and manufacture ;

— elaboration, at foreign users' request, of versions corresponding to the relevant clime conditions.

The paper presents both the results obtained by now, and the future research directions.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 1 tab.

DC : 622.24 : 665.5

Costin, I., Ciurea, D., Duinea, D., Drăgan, N., Mercea, Viorica : **Research Concerning the Manufacture of Oilfield Equipment Resistant to Corrosive Media.**

The paper presents own researches with laboratory experiments, industrial tests for the smelting of high and low alloy steels and the achievement of experimental models for certain deep and surface equipment (Christmas trees). Some well tests and the results obtained are mentioned. Starting from the relevant results, proposals and recommendations are made for the oilfield equipment development.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4

DC : 621.2

Cristea, V.: **Some Experimental Results Concerning the Influence of Impeller and Stator Blade Number on the Power Parameters and Hydraulic Brakes.**

The paper presents certain results of the theoretical and experimental researches carried out by the author on hidraulic brakes. The fundamental equations and characteristic relations respectively are presented for a series of hydraulic brake parameters and constants. The relevant relations have been tested, both by the analysis of certain hydraulic brakes already manufactures and of the experimental models.

The tests have led to a very useful equation between the coefficient of losses due to longitudinal friction, a value containing the „z" number of blades and the ratio between the tangential speed and the speed meridional component.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 10 fig., 4 ref.

DC : 622.24

Topciu, M., Mohora, U., Mereanu, N.: **Achievements and Trends in the Manufacture of Big Hole Drilling Bits and Reamers-Stabilizers.**

The paper describe the bits and reamers-stabilizers used world-wide in various mining drilling fields, as well as the types and sizes designed and manufactured in our country for the first time. The main aspects underlying the design of big diameter roller bits are analysed : the shape, dimensions, number and disposition of rollers on bit, structure of active part and roller bearings, as well as the washing and shattered rock exhaust system. The performances are evidenced of certain types and sizes of big hole drilling bits that have already been used on site. In conclusion the paper presents the prospects for the manufacture of further mining bit types in our country.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 11 fig., 2 tab., 5 ref.

DC : 665. : 621.2

Rădulescu, V.: **Operation Under Pressure of Tubing String.**

The paper presents special units performing complex jobs at the blowing wells. The relevant units eliminate the uncontrolled blow-out, and the environment pollution implicitly, they can be mounted in limited spaces, even in places difficult of accesss, being thus indispensable mainly on off-shore platforms. The strata are also protected by avoiding the well killing jobs, a fact enabling the performance of repair jobs at low costs and with a reduced personnel. The unit presented hydraulically operates the tubing string on the vertical direction, the airtightness of the well annular space being achieved on the outer diameter of the operated tubing.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 5 fig.

SOMMAIRE

CD : 622.24

Mihăescu, C.: **Nouvelles tendances dans la construction des installations de forage de faible profondeur.**

Les instalations de forage de faible profondeur destinées au forage géologique par carottage mécanique, au forage seismique et structural, au forage hydro-géologique, au forage minier pour les trous d'épreuve et de contrôle, au dégazage et au drainage du pétrole brut pour la prospection géologique souterraine, au forage dans le bâtiment pour les trous de dérochage, d'ancorage, de drainage, de traversée, etc. sont conçues dans une gamme diverse de solutions constructives. L'article constitue une analyse documentaire soignée des dernières réalisations obtenues sur le plan mondial ainsi que des demandes à l'exportation et il met en évidence deux tendances prioritaires contradictoires, à savoir : la réalisation d'installations spécialisées mono-technologique, de haute performance, et, d'autre part, d'installations à degré élevé et très éllevé d'universalité.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 4 tab.

CD : 621.22

Peligrad, N.: **Contributions à la détermination des caractéristiques extérieures des convertisseurs hydrauliques de couple à un seul étage.**

L'ouvrage présente une étude des pertes mécaniques dans le convertisseur hydraulique de couple à un seul étage et les implications de celles-ci dans la détermination des caractéristiques extérieures de fonctionnement. En vertu des données analysées on a élaboré une méthode de calcul pour les pertes mécaniques qui permette de déterminer les caractéristiques extérieures de fonctionnement.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 1 fig., 4 réf.

CD : 621.225

Rădulescu, Al., Grădişteanu, I.: **Moteurs hydrauliques volumétriques de profondeur.**

On y présente les méthodes de calcul et les solutions constructives de certains moteurs hydrauliques, destinés au forage des puits de pétrole et de gaz, à performances supérieures en ce qui concerne le moent réalisé au fond et la vitesse du trépan en fonctionnement au fond.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 3 fig.

CD : 622.24 : 665.5

Ocneanu, A.: **Contributions à la réalisation des installations et des équipements de forage destinés à fonctionner das des conditions de basses températures.**

Les recherches ont eu pour objet les aspects suivants :

— l'étude de la documentation étrangère au niveau des publications techniques ayant trait à cette activité ;

— l'étude analytique sur les sollicitations spécifiques pour les ensembles composants durant le transport, le stockage et le fonctionnemet sous climat à basses températures ;

— la connaissance des données, relatives au comportement des matériaux ou de certains ensembles, recueillies auprès d'instituts ou entreprises spécialisées — collaboratrices ;

— l'entreprise de recherches en vue de l'obtention de résultats concernant le comportement de certains matériaux, assemblages, ensembles ou détails ;

— l'analyse de l'application des résultats, de leurs implication sur la projection et la fabrication des outillages ;

— l'élaboration, à la suite des demandes des bénéficiaires étrangers, de variantes qui correspondent aussi aux conditions climatiques indiquées.

L'ouvrage indique les résultats obtenus jusqu'à présent ainsi que les directions de la recherche qui sera appliquée plus avant.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 1 tab.

CD : 622.24 : 665.5

Costin, I., Ciurea, D., Duinea, D., Drăgan, N., Mercea, Viorica: **Recherches concernant la réalisation d'équipements pétroliers résistant dans les milieux à action corrosive.**

On y présente les recherches propres, avec des expérimentations de laboratoire, des essais industriels pour l'élaboration d'aciers fortement et faiblement alliés et la réalisation de modèles expérimentaux d'équipements de fond et de surface (arbres de noël). On mentionne certaines expérimentations aux puits et les résultats obtenus. En vertu de ces résultats on fait des propositions et des recommandations d'extension de l'outillage pétrolier.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4.

CD : 621.2

Cristea, V.: **Certains résultats expérimentaux relatifs à l'influence du nombre de palettes du rotor et du stator sur les paramètres énergétiques et les freins hydrauliques.**

L'ouvrage expose certains résultats des recherches théoriques et expérimentales entreprises par l'auteur sur les freins hydrauliques. On y présente les équations fondamentales, respectivement les relations caractéristiques pour une série de paramètres et de constantes des freins hydrauliques. Ces relations ont été vérifiées tant par l'analyse des freins hydrauliques réalisés, que sur des modèles expérimentaux.

Les recherches ont abouti à une équation très utile entre le coefficient des pertes par frottage longitudinal, grandeur modifiée par le nombre des palettes z, et le rapport entre la vitesse tangentielle et la composante méridionale de la vitesse.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 10 fig., 4 réf.

CD : 622.24

Topciu, M., Mohora, U., Mereanu, N.: **Réalisations et tendances dans la construction des trépans et des compensateurs — stabilisateurs pour le forage des puits de grand diamètre.**

L'ouvrage décrit les trépans et les compensateurs-stabilisateurs utilisés sur le plan mondial dans divers domaines du forage minier ainsi que les types et dimensions projetés et réalisés pour la première fois en Roumanie. On y analyse les aspects principaux de la projection des trépans à couronne de grand diamètre : la forme, les dimensions, le nombre et l'emplacement des couronnes sur le trépan, la construction de la partie active et des paliers des couronnes ainsi que le système de lavage et d'évacuation de la roche disloquée. On met en évidence les performances de certains types et dimensions de trépans de grand diamètre qui ont été utilisés au forage dans les chantiers. L'ouvrage présente, enfin, les perspectives de la construction de nouveaux types de trépans pour les mines en Roumanie.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 11 fig., 2 tab., 5 réf.

CD : 665.5 : 621.2

Rădulescu, V.: **La manoeuvre sous pression du jeu de tubing.**

L'article présente des installations spéciales pour la réalisation de travaux complexes aux puits éruptifs. Ces installations éliminent les éruptions non-côntrôlées (y compris la pollution de l'environnement), elles peuvent être montées dans un espace réduit et même dans des espaces difficilement accessibles et elles sont irremplaçables surtout pour le forage offshore. On protège également les couches afin d'éviter l'opération de tuer les puits, ce qui permet l'exécution de travaux de réparations avec des frais minimes et un personnel réduit. L'installation présentée commande hydrauliquement le jeu de tubing sur la verticale, l'étanchement de l'espace annulaire du puits par rapport à l'atmosphère s'effectuant sur le diamètre extérieur des tubings manoeuvrés.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 5 fig.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 622.24

Mihăescu, C. : **Neue Richtungen in dem Bau der Ausrüstungen für das Niederbringen von Nichttiefbohrungen.**

Die Ausrüstungen zum Niederbringen von Nichttiefbohrungen dienen für geologische Lagerstättenforschungen durch mechanische Kernbohrungen, für seismische und Strukturbohrungen, für hydrogeologische Bohrungen, für das Niederbringen von Prüf — und Probelöchern, von Rohölentgasungs — und Entölungslöchern, für die bergmännische Erdölgewinnung, für geologische Untertageerkundungsbohrungen, im Bauwesen zum Niederbringen der Löcher zur Gesteinentfernung, Verankerung, Grundentwässerung, Durchquenrung u.a. und weisen eine Vielfalt von Baulösungen auf. Im Beitrag wird eine eingehende, dokumentarisch belegte Analyse der jüngsten Leistungen auf Weltebene sowie des Exportbedarfs unternommen und die beiden vorrangigen, entegegengesetzten Richtungen u.z. die Entwicklung besonders leistungsfähiger, monotechnologischer spezialisierter Anlagen und anderseits die Entwicklung von Anlagen mit einem hohen und sehr hohem Universalität hervorgehoben.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 4, 4 Taf.

DK : 621.22

Peligrad, N. : **Beiträge zur Ermittlung der äußeren Kenlinien der einstufigen hydraulischen Drehmomentwandler.**

Im Beiträg wird eine Untersuchung der mechanischen Verluste im einstufigen hydraulischen Drehmomentwandler präsentiert und ihre Rolle in der Ermittlung der äußeren Betriebskennlinien. Aufgrund der durchgeführten Untersuchungen wurde eine Methode zur Berechnung der mechanischen Verluste ausgearbeitet, die die Ermittlung der äußeren Betriebskennlinien ermöglicht.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 4, 1 Bild., 4 Lit.

DK : 621.225

Rădulescu, Al., Grădişteanu, I. : **Volumetrische hydraulische Tiefenmotoren.**

Beschrieben werden die Berechnungsmethoden und die Baulösungen für einige hydraulische Motoren, die für das Niederbringen Rohöl — und Gasbohrungen bestimmt sind und die hinsichtlich des an der Bohrlochsohle erzielten Drehmoments und der Drehzahl der auf der Bohrsohle arbeitenden Drehmeisel hochwertige Leistungen aufweisen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 4, 3 Bild.

DK : 622.24 : 655.5

Ocneanu, A. : **Beiträge zur Entwicklung der für den Einsatz bei niedrigen Temperaturen bestimmten Bohranlagen und — ausrüstungen.**

Gegenstand der Untersuchungen waren :

— Das Studium der ausländischen Dokumentationsunterlagen aus den technischen Fachpublikationen ;

— Die analytische Untersuchung der spezifischen Beanspruchungen während des Transports, der Lagerung und des Betriebs in einem Klima mit niedrigen Temperaturen ;

— Die Erkenntnis der Daten, die sich auf das Verhalten der Werkstoffe oder einiger Baugruppen beziehen, von den Fachinstituten oder — betrieben mit denen zusammengearbeitet wird ;

— Die Durchführung eigener Untersuchungen zur Ermittlung von Ergebnissen, die sich auf das Verhalten einiger Werkstoffe, Verbindungsstücke, Baugruppen oder Einzelteile beziehen ;

— Die Analyse der Anwendung dieser Ergebnisse und ihrer Auswirkung in der Anlagenplanung und — fertigung ;

— Die Ausarbeitung — infolge der von den ausländischen Bedarfsträgern erteilten Bestellungen — von Bauvarianten, die auch den angegebenen Klimaverhältnissen entsprechen sollen.

In der Abhandlung werden die bis jetzt erzielten Resultate veröffentlicht und auch auf de weiteren Forschungsrichtungen hingewiesen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 4, 1 Taf.

DK : 622.24 : 665.5

Costin, I., Ciurea, D., Duinea, D., Drăgan, N., Mercea, Viorica : **Forschungen zur Entwicklung von Erdölausrüstungen für den Betrieb in korrosiver Umgebung.**

Verrofentlicht werden die Eigenforschungen, die Laborversuche, Industrieversuche — die Bereitung hoch — und niedriglegierter Stähle, sowie die Ausführung von Versuchsmodellen für Tiefenund Oberflächenausrüstungen (Eruptionskreuze) — einschließen. Es werden ferner auch einige an der Bohrung durchgeführte Versuche und die erzielten Ergebnisse bekannt gegeben. Aufgrund dieser Ergebnisse werden Vorschläge und Empfehlungen für ihre Ausweitung im Bereich der Erdölausrüstungen gemacht.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 4.

DK : 621.2

Cristea, V. : **Einige experimentelle Ergebnisse hinsichtlich des durch die Anzahl der Läfer — und Statorscheiben auf die Leistungsparameter und die hydraulische Bremse ausgeübten Einflusses.**

In der Abhandlung werden die vom Autor unternommenen Grundlagen — und angewandten Forschungen hinsichtlich der hydraulischen Bremsen bekanntgegeben. Es werden die fundamentalen Gleichungen, bzw. die charakteristichen Beziehungen für eine Reihe von Parametern und Konstanten der hydraulischen Bremsen präsentiert. Diese Beziehungen wurden sowohl durch die Analyse der bereits gebauten Bremsen als auch auf Versuchsmodellen nachgeprüft.

Die Versuche führten zur Ermittlung einer sehr wertvollen Gleichung zwischen dem Koeffizient der durch die Längsreibung verursachten Verluste, eine auch durch die Anzahl der Scheiben beeinflußte Größe, und dem Verhältnis zwischen der Tangenzialgeschwindigkeit und der Meridiankomponente der Geschwindigkeit.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 4, 10 Bild., 4 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 622.24

Михэеску, К. : **Новые тенденции в изготовлении малоглубинных буровых установок.**

Малоглубинные буровые установки для геологического бурения механическим каротажом, сеисмического, структурного и гидрогеологического бурения для испытательных контрольных, дегазирующих и дренажных скважин для нефти, для геологической подземной разведки, бурения для удаления камня, укрепления, дренажа и т. д. отличаются богатым разнообразием конструктивных решений. Статья — это тщательный документальный анализ последних достижений в мировом приоритетных противоположных тенденции, а. и. : изгоплане, а также экспортных заявок, и подчеркивает две товлоние специализированных монотехнологических установок очень высокой эффективности, и с другой стороны, установок высокой и очень высокой степени универсальности.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 4, 4 табл.

ДК : 621.22

Пелиград, Н. : **Вклад в определение наружных характеристик одноступенчатых гидравлических преобразователей момента.**

В работе представлен анализ механических потерь в одноступенчатом гидравлическом преобразователе момента и их последствий в определении наружных характеристик действия. На основе проанализированных составили расчетный метод для механических потерь, содействующий определению наружных характеристик функционирования.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 4, 1 рис., 4 лит.

ДК : 621.225

Рэдулеску, А., Грэдиштеану, И. : **Объемные глубинные гидравлические двигатели.**

Представлены расчетные методы и конструктивные решения ряда гидравлических двигателей для ряда гидравлических двигателей, предназначенных для бурения нефтяных и газовых скважин с высокими показателями в связи с моментом, осуществляемом подошвой и оборотами долота в действии на подошве.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 4, 3 рис.

ДК : 622.24 : 655.5

Окнеану, А. : **Вклад в осуществление буровых установок и оборудования для работы при очень низких температурах.**

Предмет исследований — следующие аспекты :

— изучение иностранной литературы, т. е. технических публикаций об этой деятельности ;

— аналитическое изучение специфических нагрузок на составные узлы при транспортировке, складировании и эксплуатации при низких температурах.

— знакомство с данными о работоспособности материалов и ряда узлов, полученных от специализированных предприятий-сотрудников ;

— проведение изысканий по получению результатов о поведении ряда материалов, узлов и деталей ;

— анализ применения результатов и их последствий в проектировании и изготовлении оборудования :

— составление в результате исследований зарубежных клиентов вариантов, отвечающих и данным климатическим условиям.

В работе даны и полученные до сих пор результаты, а также перспективные направления исследований.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 4, 1 табл.

ДК : 622.24 : 665.5

Костин, И., Чуреа, Д., Дуйнеа, Д., Дрэган, Н., Мерчеа Виорика : **Исследования об изготовлении нефтеоборудования, прочного к коррозийным средам.**

Представлены собственные исследования, лабораторные испытания, промышленные испытания осуществлением сильно и слабо прокатной стали и опытных моделей ряда глубинного и поверхностного оборудования (фонтанные головки). Указаны некоторые испытания на скважине и полученные результаты, на основе которых деляются предложения и рекомендации для их применения в изготовлении нефтеоборудования.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 4.

ДК : 621.2

Кристеа, В. : **Ряд опытных результатов в влиянии числа роторных и статорных лопастей на энергетические параметры гидротормозов.**

В работе представлены результаты теоретического и опытного исследования автора, в области гидротормозов. Даются основные уравнения, т. е. характерные отношений для ряда параметров и постоянных значений гидротормозов. Эти отношения были проверены не только испытаниями гидротормозов, но и на опытных модлях. В результате испытаний было получено очень полезное уравнение между коэфициентом потерь продольным трением, воличину, включающую число лопастей и отношение между касательной скоротью и меридиональным составом скорости.

Constructia de maşini, 32 (1980),
и. 1, 10 рис., 4 лит.

ДК : 622.24

Топчиу, М., Мохора, У., Мереану, И. : **Достижения и тенденции в строительстве долот и корректирующих стабилизаторов для бурения скважин большого диаметра.**

В работе описаны долота и корректирующие стабилизаторы, используемые в мировом плане в различных областях горного бурения, а также впервые проектированные и изготовленные в стране типоразмеры. Анализируются главные аспекты, лежащие в основе проектирования шарошечных долот крупного диаметра: форма, размеры, число и расположение шарошек на корпусе долота, конструкция рабочей части и шарошечных подшипников, а такжо система промывки и удаления частиц породы. Подчеркиваются показатели ряда типоразмеров долот крупного диаметра, работающих на промыслах. Работа представляет перспективы изготовления новых типов шахтных долот в Румынии.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 5 рис.

ДК : 665.5 : 621.2

Рэдулеску В. : **Спуск под давлением насосно-компрессорных труб.**

Статья описывает специальные установки для осуществления ряда комплексных работ на фонтанных скважинах. Эти установки устраняют неконтролируемые фантанурования и следовательно загрязнение атмосферы, могут быть установлены в ограниченном пространстве и труднодопустимых местаю, что долает их незаменимыми на морских буровых платформах. Отсутствие необходимости заглушения скважины обеспечивает защиту пластов и позволяет проведение ремантных работ с минимальными затратами и небольшим числом персонала. Описываемая установка обеспечивает гидравлический спуск и подъем по вертикали насосно-компрессорных труб, атмосферную герметизацию кольцевого пространства по внешнему диаметру спускаемых труб.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 4, 5 рис.

CZ : 621.22

Nicolau, Edda : **Elemente privind acţionarea hidrostatică a pompelor de adincime la sondele de ţiţei.**

Pompajul hidraulic este un procedeu de extracţie preconizat a fi folosit la sondele cu caracter special (sonde adînci, deviate etc.), la care nu poate fi aplicat pompajul cu prăjini. Pomparea fluidului din strat se realizează cu pompe de adîncime cu piston, acţionate hidrostatic. În lucrare se prezintă, sintetic, principiul de lucru şi parametrii hidrostatici, sistemele de pompaj hidraulic şi realizări constructive ale agregatului de adîncime cunoscute pe plan mondial.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 4, 6 fig., 4 ref.

CZ : 621.25

Ionescu, D. : **Aspecte privind calculul şi construcţia sitelor vibratoare.**

Lucrarea tratează principalele aspecte ale calculului şi construcţiei sitelor vibratoare în următoarele capitole :

— noţiuni teoretice privind cercetarea ;

— calculul sitelor vibratoare pentru cernere umedă ;

— soluţii constructive adoptate în proiectarea sitelor modernizate ;

— program de încercări şi etape de desfăşurare a experimentării ;

— particularităţi constructive şi de calcul ale sitelor vibratoare pentru cernere fină ;

— analiza critică a sistemelor româneşti comparativ cu produsele omoloage realizate de firmele specializate din străinătate.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 4, 8 fig.

CZ : 622.24 : 665.5

Grădişteau, I., Rădulescu, A., Woinaroski, M., Pelle, V. : **Fenomene vibratorii la încovoiere şi torsiune la arborii cotiţi ai pompelor de foraj.**

Se prezintă metode moderne de calcul la vibraţii al arborilor cotiţi ai pompelor de foraj, elemente greu solicitate, montate în instalaţiile de foraj de mare adîncime şi la platformele de foraj marin (solicitate la încovoiere sau torsiune). Rezultatele calculelor sînt interpretate prin prisma analizei posibilităţilor de reducere a consumului de metal.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 4.

DC : 621.22

Nicolau, Edda : **Elementes Refering to the Hydrostatic Drive of the Oil Well Bottom-Hole Pumps.**

Hydraulic pumping is an oil extraction method to be used for special charcter wells, namely deep, deflected wells etc., where rod pumping cannot be applied. Fluid pumping from the stratum is achieved with hydrostatically actuated, piston, bottom-hole pumps. The paper synthetically presents the working method and hydrostatic parameters, the hydraulic pumping systems and design versions of the deep unit known the world over.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 6 fig., 4 ref.

DC : 621.25

Ionescu, D. : **Aspects Concerning the Calculation and Design of Vibrating Screens.**

The paper deals with the main aspects of the calculation and design of vibrating screens in the following chapters :

— theoretical notions concerning the research ;

— calculation of vibrating screens for wet screening ;

— design versions adopted in designing modernized sieves ;

— test program and experiments development stages ;

— design and calculation peculiarities of fine mesh vibrating screens ;

— critical analysis of the Romanian systems compared to similar products turned out by foreign specialist firms.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 8 fig.

DC : 622.24 : 665.5

Grădişteanu, I., Rădulescu, A., Woinaroski, M., Pelle, V. : **Vibrating Phenomena Under Bending and Torsion of Drilling Pump Crankshaft.**

The paper presents modern methods for vibration calculation of the drilling pump crankshafts, heavy duty elements (subject to bending and torsion) mounted on deep drilling rigs and off-shore drilling platforms. The calculation results are presented taking into account the analysis of possible metal consumption cuts.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4

CD : 621.22

Nicolau, Edda : **Eléments relatifs à l'actionnement hydrostatique des pompes de fond aux puits de pétrole.**

Le pompage hydraulique est un procédé d'extraction préconisé à être utilisé aux puits à caractère spécial (puits de grande profondeur ou déviés, etc.) où l'on ne peut pas appliquer les tiges de pompage. Le pompage du fluide de la couche est réalisé à l'aide de pompes de fond à piston, actionnées de manière hydrostatique. L'ouvrage présente synthétiquement, le principe de travail et les paramètres hydrostatiques, les systèmes de pompage hydraulique et les réalisations constructives de l'équipement de fond, connus sur le plan mondial.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 6 fig. 4 réf.

CD : 621.25

Ionescu, D. : **Aspects ayant trait au calcul et à la construction des tamis vibrants.**

L'ouvrage traite des principaux aspects du calcul et de la construction des tamis vibrants, dans les chapitres suivants :

— notions théoriques concernant la recherche ;

— calcul des tamis vibrants pour le tamisage humide ;

— solutions constructives adoptées dans la projection des tamis modernisés ;

— programmes de recherches et étapes de déroulement de l'expérimentation ;

— particularités constructives et de calcul des tamis vibrants pour le tamisage fin ;

— l'analyse critique des systèmes roumains comparativement aux produits homologués, réalisés par les firmes spécialisées, à l'étranger.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4, 8 fig.

CD : 622.24 : 665.5

Grădişteanu, I., Rădulescu, A., Woinarovski, M., Pelle, V. : **Phénomènes vibratoires à la flexion et à la torsion des vilebrequins des pompes de forage.**

On y présente les méthodes modernes de calcul aux vibrations des vilebrequins des pompes de forage, éléments soumis à de lourdes sollicitations, montés dans les installations de forage de grande profondeur et dans les plates-formes de forage marin (sollicitées à la flexion ou à la torsion). Les résultats des calculs sont interprétés sous le prisme de l'analyse des possibilités de réduction de la consommation de métal.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 4.

DK : 622.24

Topciu, M., Mohora, U., Mereanu, N.: **Ergebnisse und Tendenzen im Bau der Bohrmeiseln und der Ausgleich — Stabilisatoren zum Niederbringen der Großlochbohrungen.**

In der Abhandlung werden Bohrmeiseln und Ausgleich-Stabilisatoren beschrieben, die weltweit in verschiedenen Bereichen bergmännischen Bohrungen Verwendung finden, sowie diejenige, die erstmalig im Land entworfen und ausgeführt wurden. Analysiert werden die wichtigsten Aspekte, die der Planung der Rolenmeiseln mit großen Durchmesser zugrunde liegen: Form, Abmessungen, Anzahl der Rollen und ihre Anbringung auf die Meiseln, Bau der Aktivteile und der Rollenlager, sowie das System zum Abspülen und Abführen des aufgesprengten Gesteins. Es werden die Leistungen einiger Typengrößen Durchmesser hervorgehoben, die zum Niederbringen von Bohrungen auf Bauplätzen eingesetzt wurden. Die Abhandlung schließt mit den Perspektiven, die sich dem Bau neuer Bohrmeiseltypen für die bergmännische Edölgewinnung in unserem Lande eröffnen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 4, 11 Bild., 2 Taf., 5 Lit.

DK : 665.5 : 621.2

Rădulescu, V.: **Die Manövrierung unter Druck des Steigrohrsatzes.**

Im Beitrag werden Sonderanlagen für die Durchführung komplexer Arbeiten an Eruptivsonden beschrieben. Diese Analgen dienen zur Ausschaltung der wilden Ausbrüche (einschließlich der Umweltverschmutzung); sie können auf kleinen Flächen sowie auf schwer zugänglichen Flächen aufgestellt werden und sind vor allem auf Bohrinseln unersetzlich. Durch das Vermeiden des Sonenerstickens werden die Schichten geschützt, wodurch Reparaturarbeiten mit niedrigen Kosten und wenig Personal durchgeführt werden können. Die beschrieben Anlage dient zur senkrechten Manövrierung des Steigrohrsatzes, wobei die Abdichtung des Ringraumes gegenüber der Atmosphäre auf den Außendurchmesser der manövrierten Steigrohren erfolgt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 4, 5 Bild.

DK : 621.22

Nicolau, Edda: **Elemente des hydrostatischen Antriebs der Bohrlochpumpen bei den Rohölbohrungen.**

Das hydraulische Pumpen ist ein Förderungsverfahren, das bestimmt ist, bei Bohrungen speziellen Charakters (Tiefbohrungen, neigenden . Bohrungen u.s.w.) bei denen Pumpengestänge nicht verwendet werden können, Anwendung zu finden. Das Pumpen der Flüssigkeit aus der Schicht erfolgt mittels hydrostatisch angetriebener Bohrloch-Kolbenpumpen. Im Beitrag werden das Arbeitsprinzip und die hydrostatische Parameter, die hydraulischen Pumpsysteme sowie einige auf Weltebene bekannte Leistungen in dem Bau der Bohrlochaggregate synthetisch geschildert.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 4, 6 Bild., 4 Lit.

DK : 621.25

Ionescu, D.: **Einige der mit der Berechnungg und dem Bau der Rüttelsiebe verbundenen Aspekte.**

Im Artikel werden die mit der Berechnung und dem Bau der Rüttelsiebe verbundenen wichtigsten Aspekte in den folgenden Kapiteln behandelt:

— Die auf die Forschung bezogenen theoretischen Begriffe;

— Die Berechnung der Siebe zur Naßsiebung;

— Bautechnische Lösungen, die bei der Plannung modernisierter Siebe angewendet wurden;

— Programm der Versuche und Etappen zur Durchführung der Versuche;

— Bautechnische und Berechnugseigenarten der für Feinsiebung bestimmten Rüttelsiebe;

— Kritische Analyse der rumänischen Systeme im Vergleich zu ähnlichen Erzeugnissen ausländischer Fachfirmen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 4, 8 Bild.

DK : 622.24 : 655.5

Grădişteanu, I., Rădulescu, A., Woinaroski, M., Pelle, V.: **Durch Biegung und Verdrehung bewirkte Schwingerscheinungen bei den Kurbelwellen der Bohrpumpen.**

Beschrieben werden moderne Methoden zur Berechnung der Schwinggungen der Bohrpumpenkurbelwellen, stark beanspruchter Elemente, die in den Ausrüstungen für sehr tiefe Bohrungen als auch auf Bohrinseln montiert sind (durch Biegen und Drehen beansprucht). Die Berechnungsergebnisse werden ausgehend von der Analyse der Möglichkeiten zur Herabsetzung des Metallverbrauchs bewertet.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 4.

ДК : 621.22

Николау, Эдда: **Элементы гидростатического привода нефтяных глубинных насосов.**

Гидравлическое отсасывание применяется для выкачивания нефти из специальных скважин (глубинных и наклонных), где выкачивание через насосные штанги является невозможным. Откачка из пласта осуществляется глубинными гидростатическими поршневыми насосами. В работе синтетически представляется принцип работы, гидростатические параметры, гидравлические системы откачки и типы глубинного оборудования, применяемого в мире.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 4, 6 рис., 4 лит.

ДК : 621.25

Ионеску, Д.: **Вопросы расчета и изготовления виросит.**

Работа трактует главные аспекты расчета и изготовления виросит по следующим отделам:

— теоретические понятия об исследовании:

— расчет виросит на мокрый посев:

— конструктивные решения для усовершенствования сит:

— испытательная программа и этапы опытной работы:

— расчетные и конструктивные особенности виросит тонкого просева:

— критический анализ румынских систем по сравнения с зарубежными.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 1, 8 рис.

ДК : 622.24 : 655.5

Грэдиштеану, И., Рэдулеску, А., Войнаровски, М., Пелле, В.: **Вибрационные явления при гнутии и закрутке коленчатых валов буровых насосов.**

Представляются современные расчеты вибрации коленчатых валов буровых насосов, работающих под большими нагрузками на глубинных буровых установках и на морских буровых платформах, подвержены гнутию или закручиванию. Расчетные результаты даются в свете анализа возможности снижения металлорасхода.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 4.

CZ : 622.24

Tendințe noi în construcția instalațiilor de foraj de mică adîncime

Ing. Constantin **MIHĂESCU** — Institutul de cercetări științifice și inginerie tehnologică pentru utilaj petrolier și minier (I.C.S.I.T.U.P.M.)

Forajul de mică adîncime, în accepțiunea cea mai largă a noțiunii, implică multe domenii de lucru, cu tehnologii specifice, în terenuri de toate categoriile și cu o largă paletă de parametri de foraj (adîncime 10—1000 m, diametru 30—1500 mm, etc.).

Este ușor de înțeles de ce instalațiile de foraj de mică adîncime, destinate forajului geologic prin carotaj mecanic, forajului seismic și structural, forajului hidrogeologic, forajului minier pentru găuri de probă și control, degazare și drenare a țițeiului (și, bineînțeles, pentru prospectarea geologică în subteran), forajului în construcții pentru găuri de pușcare, ancorare, drenare, traversare etc. se prezintă într-o mare diversitate de soluții constructive.

În ceea ce urmează se face o trecere în revistă a stadiului actual pe plan intern, cu scurte comentarii asupra realizărilor competitive.

În acest sens, în tabelele 1, 2, 3 și 4 sînt prezentate, pe familii determinate de destinația tehnologică, instalațiile de foraj de mică adîncime ce se fabrică în R.S.R. Au fost cuprinse și instalațiile ce se află în curs de asimilare : FA 10 V, FSS 0,63, FS 4, F 25, FG 0,63 electrică și pneumatică, FG 1,2 electrică și pneumatică, FAN 35, FRP 40.

Instalațiile notate cu asterisc în coloana 1 din tabele urmează ca treptat să fie scoase din fabricație.

Instalații de foraj hidrogeologic

După cum se vede, ele sînt grupate în 4 subfamilii determinate de tipurile de bază : FA 10, FA 12, FA 20 și FA 32 (tab. 1).

Asimilarea în fabricație a acestor instalații se întinde pe o perioadă ce depășește 10 ani. S-a început cu instalații ce prezentau dificultăți mai mici de execuție (FA 12), cu acționări și comenzi mecanice, continuîndu-se cu tipuri de complexitate tehnică din ce în ce mai mare, cu acționări hidrostatice, comenzi pneumatice și hidraulice etc. : FA 20, FA 10, FA 32, FA 10 V și FAP 20.

Ca tehnologii de lucru, primează forajul rotativ hidraulic cu circulație inversă prin absorbție și aerlift, precum și forajul hidraulic cu circulație directă. Unele sînt echipate și pentru foraj rotativ uscat de mică adîncime, cu prăjină telescopică, precum și pentru foraj percutant cu cablu.

Majoritatea sînt instalații de foraj cu mai multe tehnologii de lucru. Ca instalații monotehnologice se pot menționa FA 12 D, destinată forajului rotativ cu circulație inversă și FAP 20 destinată forajului percutant cu cablu cu sarcină mărită, cu construcția specială a mastului, ce permite lucrul în cuplaj cu prese sau mese speciale de tubaj de capacitate ridicată pentru tubarea simultan cu executarea forajului.

Produsul de vîrf, din punct de vedere al soluțiilor tehnice adoptate, este FA 10 V, cu acționări hidraulice și înlocuirea integrală a comenzilor mecanice cu comenzi hidraulice și pneumatice.

Ca mod de transport, sînt montate în general pe remorci, cu puține excepții care sînt pe autoșasiuri : FA 12 BR și FA 32.

Se poate spune că în domeniul forajului hidrogeologic dispunem în prezent de o bună tradiție, cu produse competitive mai ales pentru forajul în roci sedimentare.

Pentru forajul hidrogeologic de performanță, în roci dure, va fi necesară echiparea instalațiilor noastre (cele ce se pretează și anume cele prevăzute cu cap rotitor de foraj cu acționare hidrostatică) și cu dispozitive de foraj rotopercutant la diametre mari : 200—250 mm. Despre acest lucru se va vorbi și în continuare.

Este necesară, de asemenea, asimilarea echipamentelor de foraj (eventual a unei instalații specializate) rotativ uscat de adîncime (minimum 50—70 m) și la diametre compatibile cu utilizarea pompelor de fund ce se execută în țară.

Pentru tehnologia de foraj percutant cu cablu în nisipuri și roci sedimentare este necesară asimilarea unei mese de tubaj de mare capacitate (30—40000 kgfm) pentru completarea instalației FAP 20.

În sfîrșit, trebuie amintită necesitatea realizării unor instalații de foraj percutant cu cablu, foarte simple, pe sanie, cu acționări și comenzi mecanice, competitive în primul rînd ca preț, ținînd seama de numărul mare de cereri pentru export.

Instalații de foraj hidrogeologic *Tabelul 1*

Tipul instalației	Q max. (tf)	Modul de transport	Modul de acționare / N (CP)	Performanțe de lucru: Metoda de foraj	Moment (kgfm) / Diametru (mm)	Adîncime maximă (m)	Observații	Observații generale
1	2	3	4	5	6	7	8	9
* FA 10	10	Remorcă	Diesel 45	Rotativ uscat cu șapă sau șnec	960 / 600	14	cu prăjină telescopică	Acționări și comenzi hidrostatice; cap rotitor specific circulației directe sau inverse; — Apăsare hidraulică (4 tf)
				Percutant uscat cu cablu G = 1200 kg.	— / 600	150	excentric cu frailauf	
				Rotativ hidraulic cu circ. directă	325 / 250	150	cu grup motopompă separat Q_{max} = 600 l/min	
				Rotativ hidraulic cu circ. inversă prin absorbție și aerlift	960 / 1016	150	cu grup de absorbție separat sau motocompresor separat	
FA 10 V și FA 10 VR	15	Remorcă	Diesel 90	Rotativ uscat	400 / 273	90	Pompa de noroi (Q_{max} = 390 l/min) în inst. compresor separat Este dotată cu masă de tubaj acționată hidrostatic M_{max} = = 3000 kgfm forța de smulgere 40000 kgf.	Motor acționare RDG răcit cu aer cap rotitor cu acț. hidrostatică; apăsare hidrostatică (4 tf); comenzi hidrostatice centralizate
				Percutant uscat cu cablu G = 1200 kg	— / 168	150		
				Rotativ cu circulație directă	200 / 219	150		
				Rotativ cu circulație inversă prin aerlift	400 / 350	150		
* FA 12	12	Remorcă	Diesel 65	Rotativ cu circulație inversă (absorbție și aerlift)	960 / 1270	250	Pompă de absorbție în instalație, compresorul separat	Acționări și comenzi mecanice; Foraj cu masă rotativă; Apăsare cu prăjini grele
				Rotativ cu circulație directă	325 / 250	250 400 cu pompă mai mare separată)	Cu pompă [Q_{max} = = 400 l/min] transportată separat și acționată din inst. cu ax cardanic	
				Percutant uscat cu cablu	— / 600	250	Mecanism cu balansier	
* FA 12 D	12	Remorcă	Diesel 90	Rotativ cu circulație inversă (absorbție și aerlift)	960 / 1270	250	Pompă de absorbție în instalație, compresorul separat	Motor de acționare RDG răcit cu aer
* FA 12 PR	12	Remorcă	Diesel 65	Rotativ hidraulic cu circ. directă	325 / 250	250	Pompa de noroi [Q_{max} = 400 l/min] în instalație	
				Percutant uscat cu cablu	— / 600	250	Mecanism cu balansier	
* FA 12 BR	12	Autoșasiu	Diesel 65	Ca la varianta FA 12 PR				
* FA 20/1	20	Remorcă	Diesel 65	Rotativ cu circ. inversă (absorbție și aerlift)	930 / 1270	350	Pompă de absorbție în instalație; grup motocompresor separat	Acționări hidraulice; comenzi pneumatice, masă rotativă acționată hidrostatic
				Rotativ cu circulație directă	400 / 445	400	Pompa [Q_{max} = 900 l/min] ca grup independent	
				Percutant uscat cu cablu	— / 600	250	Excentric cu frailauf	

Tabelul 1 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7	8	9
* FA 20 D	20	Remorcă	Diesel 90	Rotativ cu cir. inversă (absorbţie şi aerlift)	930 / 1270	350	Pompă de absorbţie în inst. grup moto-compresor separat	Motor de acţionare RDG răcit cu aer
				Percutant uscat cu cablu	— / 600	250	Excentric cu frailauf	
FA 20	20	Remorcă	Diesel 65	Ca la varianta			FA 20/1 fără circul. directă	
FAP 20	20	Remorcă	Diesel 70	Percutant cu cablu G = 3000 kgf		150	Mast cu contrafişe, f. înclinat Gabarit mare liber în jurul puţului (R = 2,5 m) pt. presă sau masă de tubaj	Motor cu acţionare RDG răcit cu aer
FA 32	32	Auto-şasiu R 19215	Priză de putere 180	Rotativ hidraulic cu circ. directă	450 / 445	700	Pompă [Q_{max} = 1500 l/min] în instalaţie	cap rotitor cu acţ. hidrostatică ; apăsare hidrostatică (8 tf) ; acţionări mecanice şi hidrostatice
				Rotativ hidraulic cu circ. inversă cu ejector şi aerlift	900 / 1016	450	Compresorul în instalaţie	

Instalaţii de foraj seismic şi structural

Tabelul 2

Tipul instalaţiei	Q/max (tf)	Modul de transport	Modul de acţionare N (CP)	Performanţe de lucru: Metoda de foraj	Moment (kgfm) / Diametru (mm)	Adînc. max. (m) / Tija prăjini foraj	Observaţii
FSS 0,63	0,63	Sanie	Termic 18	Rotativ hidraulic circ. directă pompă Q = 20/68 l/min	20 / 48	100 / Aw	Acţionări hidrostatice ; cap rotativ acţionare hidrostatică ; cursă lungă (1600 mm) apăsare hidrostatică Instalaţie samarizabilă în blocuri mici de transport
		tractor pe şenile 445	Termic priză de putere	Rotativ uscat cu şnec	40 / 75	15 / speciale	
FS1-B	1	Auto-camion	Termic priză de putere	Rotativ hidraulic cu circ. directă pompă (Q_{max} = 500 l/min) în instalaţie	100 / 115	75 / speciale	Acţionări hidrostatice ; cap rotativ cu acţionare hidrostatică ; cursă lungă (3710 mm) ; apăsare hidrostatică (1 tf)
FS1-T		Tractor articulat forestier	Termic priză de putere	Rotativ uscat cu şnec continuu	100 / 115	25 / speciale	
FS4	4	Tractor articulat A 1800	Termic priză de putere 180	Rotativ hidraulic cu circ. directă pompă (Q_{max} = 500 l/min) în instalaţie	180 / 120	250(100)* / 2 3/8	* 250 m — foraj structural 100 m — foraj seismic Cursă cap rotativ 3800 mm
				Rotativ uscat cu şnec continuu	500 / 120	50 / speciale	
F25	25	Autoşasiu ROMAN	Termic priză de putere 188	Rotativ hidraulic cu circulaţie directă	1820 / 444,5	1000 / 2 7/8 ; 750 / 3 1/2 ; 500 / 4 1/2	Derivată prin diversificare din instalaţia de intervenţie P 20 cu grup motopompă separat
* FS32	32	Autoşasiu	Termic priză de putere 180	Rotativ hidraulic cu circ. directă pompă Q = 2190l/min	1600 / 444,5	1200 / 2 7/8	Masă rotativă

Instalații de foraj seismic și structural

Poate fi remarcată preocuparea de completarea gamei existente cu noi tipuri din clasele solicitate mai ales pentru programul de prospectare internă : FSS 0,63, FS 4, F 25, instalații ce se află în prezent în curs de asimilare.

La aceste instalații se promovează acționările hidraulice, sisteme de avansare cu cursă lungă și apăsare hidraulică, capete rotitoare cu diapazon larg de turații și momente pentru a permite o gamă cît mai largă de tehnologii de foraj rotativ (tab. 3).

Instalații de foraj geologic pentru suprafață sau subteran *Tabelul 3*

Tipul instalației	Q/max. la cîrlig (tf) / Apăsare hidraulică	Mod de transport	Mod de acționare N (CP sau Kw)	Performanțe de lucru: Metoda de foraj	Moment (kgfm) / Diametru mm	Adînc. max. (m) / Tip prăjini foraj	Observații
* SG 150	1,6 / 2,4	Sanie	electric 13 kw	Carotaj mecanic continuu cu carotieră simplă sau dublă, cu vidia sau diamante Pompa Q = 28/120 l/min	27 / 48	180 / Aw	— Agregat de foraj cu acționări mecanice cu roți dințate. — Troliu cu axa paralelă cu axa longitudinală a inst. — Cap rotitor cu grup conic, cursă scurtă (de la 500 pînă la 650 cu acționare hidraulică), mandrină hidraulică și mecanică — Agregat retractabil cu comandă hidraulică. — Manevrarea ansamblului carotierei introductibile cu retractarea agregatului. — Prinderea, înșurubarea și deșurubarea prăjinilor manual, cu furcă.
* SG 300	4	Sanie	electric 22 kw	Carotaj mecanic continuu cu carotieră simplă, sau introductibilă cu vidia sau diamante Pompa (Q=38/178 l/min) în agregat foraj	100 / 59/96	600/300 / Bw/50 RS	
	4,8	Remorcă monoax sau sanie	Diesel 65 CP				
* SG 650 B	14 / 7,5	Sanie	Diesel 65 CP / Electric 30 kw	Carotaj mecanic continuu cu carotieră simplă, sau introductibilă cu vidia sau diamante Pompa (Q=70/400 l/min) în inst. prin curele	200 / 59/96	1200/600 / Bw/50 RS	
* SG 650 Z	10 / 7,5	Sanie	Diesel 65 CP	Carotaj mecanic continuu cu carotieră simplă, sau introductibilă cu vidia sau diamante Pompa (Q=70/400 l/min)	200 / 59/96	700/430 / Bw/50 RS	
FG 5	5	Sanie	electric 22 kw	Carotaj mecanic continuu cu carotieră simplă, sau introductibilă cu vidia sau diamante Pompa (Q=25/280 l/min) acționată separat cu motor 13 kw sau 45 CP	180 / 59/96	500/300 / Bw/50 RS	
		Sanie	Diesel 45 CP				
	7,5	Remorcă monoax	Diesel 45 CP				
FG 8	8	Sanie	electric 30 kw	Carotaj mecanic continuu cu carotieră simplă, sau introductibilă cu vidia sau diamante Pompa (Q=25/280 l/min) acționată separat cu motor 13 kw sau 45 CP	350 / 59/96	800/500 / Bw/50 RS	
	7,5	Sanie	Diesel 55 CP				
FG 0,63	0,63	Sanie	7,5 kw electric	Carotaj mecanic continuu cu carotieră simplă Pompa (Q=20/68 l/min) acț. separat cu motor 4 kw	20 / 48	100 / Aw	
	0,8	cărucior de mină	10 CP pneumatic	Găuri de profil în subteran			
FG 1,2	1,2	Sanie	11 kw electric	Carotaj mecanic continuu cu carotieră simplă sau dublă	80 / 48	200 / Aw	Agregat foraj cu acț. hidrostatice. Cadru avans cu cursă lungă (1800 mm) Broască hidraulică ce permite mecaniz. operațiilor de înșurub. și deșurub.
	2,2	cărucior de mină	20 CP pneumatic	Găuri de degazare, control și drenaj în subteran Pompă (Q=28/120 l/min) acț. separat cu motor 7,5 kw sau 10 CP	80 / 59	100 / Bw	

Pentru diversificarea posibilităţilor de foraj de productivitate înaltă se impune, ca şi în cazul instalaţiilor de foraj hidrogeologic, echiparea unora din aceste instalaţii şi cu dispozitive de foraj rotopercutant, ceea ce aduce din ce în ce mai acut în actualitate, necesitatea asimilării de ciocane de fund de diametru mare (200—250 mm) şi compresoare elicoidale de debit mare.

Instalaţii de foraj geologic prin carotaj mecanic continuu de suprafaţă şi subteran

Ca o primă remarcă, trebuie menţionat caracterul mai specializat al acestor instalaţii, pentru un domeniu tehnologic mult mai restrîns decît în cazul instalaţiilor de foraj hidrogeologic, seismic şi structural (tab. 3).

După cum se observă, o primă categorie de instalaţii, atît din seria veche SG cît şi din seria nouă FG, se menţine pe linia constructivă clasică, cu agregate de foraj cu acţionări mecanice, curse mici de avansare, etc.

Faţă de instalaţiile din seria SG, instalaţiile FG 5 şi FG 8 reprezintă un pas înainte privind calitatea soluţiilor, încadrarea parametrilor în gama **STAS** şi **CAER,** unificarea constructivă.

Mai trebuie scos în evidenţă, aşa cum se poate vedea şi din tabelul 3, tendinţa de trecere la un nivel calitativ superior prin asimilarea de instalaţii cu acţionări hidrostatice generalizate, sisteme de avansare cu cursă lungă, cu diversificare şi pentru activitatea în subteran şi anume subfamiliile FG 0,63 şi FG 1,2.

În perioada imediat următoare este necesară începerea asimilării instalaţiei de foraj geologic corespunzător clasei 7 **CAER**, FG 20.

Instalaţii de foraj cu destinaţie specială, pentru lucrări de construcţii

Sînt rezultatul diversificării activităţii de asimilare de utilaje, legată de necesităţi decurgînd din alte programe prioritare în afara celui petrolier şi minier (tab. 4).

Instalaţia pentru foraj în carieră FC 60 în construcţie revizuită, echipată cu un nou stivuitor, cu zale purtătoare şi centuri de susţinere, se află în fabricaţia de serie.

Instalaţia pentru găuri de ancorare FAN 35, derivată din instalaţia FC 60, dar cu structură de rezistenţă şi mecanisme speciale pentru forajul multidirecţional şi în special perpendicular pe direcţia de avansare, se află în probe de omologare.

Instalaţia de foraj rotopercutant FRP 40 se află, de asemenea, în curs de asimilare. În sfîrşit cele 10 instalaţii de foraj pentru derocări subacvatice FDS 40, ce au fost executate după omologare, vor echipa platforma plutitoare autoridicătoare de derocări subacvatice ce se află în construcţie la CIN Galaţi.

Unele tendinţe de dezvoltare ce se manifestă pe plan mondial

Analiza documentară atentă a ultimelor realizări pe plan mondial precum şi a cererilor de export, pune în evidenţă două tendinţe prioritare, contradictorii : realizarea de instalaţii specializate, monotehnologice, de foarte mare performanţă şi pe de altă parte instalaţii cu grad mare şi foarte mare de universalitate.

Din prima categorie, a instalaţiilor specializate, se pot menţiona :

— **instalaţiile grele de foraj rotativ** cu evacuare pneumatică pentru lucrări de derocare, pentru adîncimi pînă la 30 m, diametru de foraj pînă la 250—300 mm în terenuri dure cu apăsări mergînd pînă la 40 tf. Exemple : instalaţia SBS-250 MN (URSS), BOHLER TCD 221 Robbins RR 12. O primă realizare românească în domeniul instalaţiilor pentru găuri de derocare este instalaţia FC 60. Cu toate că este de capacitate mică (forează pînă la diametrul de 115 mm, iar apăsarea pe sapă este de numai 6 tf) se menţionează pentru soluţiile originale ce le conţine la complexul de mecanisme pentru înşurubarea - deşurubarea, manevrarea şi depozitarea prăjinilor ;

— **instalaţiile de foraj rotopercutant** pentru derocare în terenuri dure, cu ciocane de suprafaţă şi fund de mare capacitate (expl. ATLAS COPCO, SALZGITTER, INGERSOL RAND, STENUICK) şi compresoare elicoidale de mare capacitate la presiuni de 7—18 bar şi debite 20—60 Nm^3/min., diametre pînă la 160 mm, adîncimi pînă la 170 m (cu ciocane de fund). De mare însemnătate sînt, în condiţiile actualei crize energetice, realizările foarte recente, de instalaţii rotopercutante cu ciocane acţionate hidraulic, cu performanţe, la acelaşi consum de energie, de 3—4 ori mai ridicate, aşa cum este instalaţia SALZGITTER SR 901. O primă realizare românească, deocamdată la diametre mici de foraj (pînă la ∅ 105 mm), cu ciocan de suprafaţă şi de fund, este instalaţia FRP — 40 în curs de omologare, nedispunînd însă de un compresor adecvat din fabricaţia internă. De asemenea, instalaţia de foraj pentru derocări subacvatice permiţînd forjul rotopercutant OD cu burlan de urmărire şi instalaţia FDS 40 ;

Tipul şi destinaţia	Forţa de apăsare şi smulgere (tf)/(tf)	Modul de transport	Modul de acţionare	Performanţe de lucru: Metoda de lucru	Performanţe de lucru: Moment (kgfm) / Diametru (mm)	Performanţe de lucru: Adînc. max. (m) / Tipul tijelor de foraj	Observaţii
FC 60 Găuri de deracare prin puşcare în cariere	6/6	Autoşasiu şenilat tip excavator	Electric 2 x 22 kw +11 kw	Rotativ cu sape armate cu vidia, evacuarea detrisului pneumatic	350 / 115	60 / ∅ 80 racorduri ∅ 2 3/8	Dispune de ansamblu complex pt. mecanizarea mecanizării, înşurubării şi deşurubării prăjinilor cu stivuitor cu zale şi centuri
FAN 35 Găuri pt. ancorare la lucări hidrotehnice sau de construcţii	6/6	Autoşasiu şenilat tip excavator	Electric 2 x 22 kw +11 kw	Rotativ cu vidia evacuare hidraulic cu circulaţie directă cu posibilitate de turbare continuă	450 / 150	35 / ∅ 80 racord ∅ 2 3/8 - burlane ∅127; ∅140	Construcţie specială a structurii de rezistenţă şi mecanismelor permiţînd foraj multidirecţional şi în special perpendicular pe direcţia de mers
				Rotativ uscat cu şnec		35 / speciale spiralate cu îmbinare pe patrat	
FPR 40 Găuri de derocare prin puşcare în cariere, lucrări terasiere, hidrotehnice, construcţii	1,75/1,75	Autoşasiu şenilat special cu balansier hidraulic (şenile cu rotire relativă mare) tip crowlair	Pneumatic	Rotopercutant pneumatic cu ciocan de suprafaţă (prăjini specile ∅ 38 cu filet rotund şi sape cu lame sau ştifturi ∅ 76; ∅ 89 şi ∅ 102) sau cu ciocan de fund şi sapă tip NKR ∅ 105	** / 105	40 / ∅ 38 cu filet rotund şi mufe	** — Cu ciocanul de suprafaţă se obţine 20 kgfm. — cu ciocanul de 50 kgfm
FDS 40 Găuri de derocare subacvatică prin puşcare pe platforme plutitoare autoridicătoare	1,75/1,75	Sanie (se montează pe cărucior special)	Pneumatic	Rotopercutant pneumatic cu ciocan de suprafaţă, foraj special OD concomitent cu prăjini ∅ 38 cu filet rotund şi sapă ∅ 70 şi burlane ∅ 3 1/2 în armate cu coroană tăietoare	100 / 127	40 / *	* — prăjini ∅ 38 cu filet rotund şi mufe — burlane speciale 3 1/2 in cu filet rotund

*** Adîncimea maximă este informativă ea putînd fi depăşită

— **instalaţiile de foraj geologic** pentru carotaj mecanic.

Tendinţele sînt de renunţare la agregatele de foraj cu transmisii mecanice şi înlocuirea cu acţionări hidrostatice generalizate, care facilitează realizarea unor curse de lucru mari (1—3 m), mecanizarea completă a operaţiilor de înşurubare-deşurubare, realizarea de trolii independente cu acţionare hidrostatică atît pentru manevră cît şi pentru carotiera introductibilă facilitînd, prin multiplele posibilităţi de poziţionare, găsirea unor soluţii simple de maşini şi sisteme de înfăşurare (Longyar HC 150, JKS 300, 400 şi 500, Atlas Copco-Diamec 250, 700 şi 1000 etc.).

Din această categorie face parte instalaţia românească FG 1,2 M (H — 250 m) în curs de omologare, instalaţie diversificată atît pentru carotaj mecanic geologic cît şi pentru forajul minier pentru control, degazare, drenare, etc.

Opusă tendinţei de specializare apare tendinţa de realizare a instalaţiilor universale, destinate forajului seismic, structural, hidrogeologic, etc. cu multiple tehnologii de lucru, putînd fora în roci de mare diversitate, de la nisipuri şi roci sedimentare slab consolidate, la roci vulcanice de mare duritate.

Aceste instalaţii, cu minime adaptări, pot fora rotativ hidraulic, cu circulaţie directă (uneori şi inversă), rotativ cu evacuare pneumatică, rotopercutant pneumatic, rotativ uscat cu melc, rotativ cu burlan de urmărire etc. De cele mai multe ori conţin multiple elemente de mecanizare a operaţiilor făcînd, posibilă deservirea chiar de către un singur om. De exemplu :

— instalațiile tip FORACO (dispunînd de cap rotativ cu plajă largă de turații și momente la care se cumulează vibrații sau percuții pentru traversarea unor anumite formațiuni, tip VPRH, SIS 66 sau Hydro — 72. Acestui procedeu merită să i se acorde toată atenția în încercarea de a suplini forajul rotopercutant pneumatic, mare consumator de energie. Aceste instalații dispun, opțional, și de un sistem original de foraj cu burlan de urmărire (SATURN);

— instalațiile Chicago Pneumatic T 700 și C 650, pentru foraj rotary și rotopercutant cu ciocan de fund ∅ 6 — 9 in (150—230 mm).

— instalația ATLAS COPCO — SWEDYARDS, pentru foraj rotativ cu circulație directă cu sape cu role și cu diamante, foraj rotativ uscat cu melc și foraj rotopercutant. Realizează, de asemenea, o gamă largă de turații și momente (0—65 sau 0—1000 rot/min. și 20—650 kgfm);

— instalația BOA — Canada pentru carotaj mecanic cu coroane cu diamante BX la 700 m și foraj cu melc la diametre de la 102 la 406 mm și adîncimi de la 15 la 76 m;

— instalația Metalcraft — SUA „Versadrill" putînd realiza carotaj mecanic, foraj cu melc, tubare cu presare și rotirea burlanelor, foraj de găuri de diametru mare la adîncimi mici;

— familia de instalații Atlas Copco — ROTAMEC 1302, 1802 și 2202, putînd realiza după natura terenului foraj rotary, foraj cu ciocan rotopercutant de fund, foraj ODEX cu ciocan de fund, sapă excentrică și tubare concomitentă;

— instalația de foraj hidrogeologic sau găuri de pușcare „Drillmaster T—4'" (Ingersoll — Rand) putînd realiza foraj rotary sau cu ciocan de adîncime;

— instalația de foraj hidrogeologic sau lucrări de construcții, explorare etc., Drillmaster 60 (Ingersol Rand) pentru foraj rotary și foraj cu melc;

— instalația Mobile Drill B-80 (Atlas Copco), pentru foraj rotary cu aer sau apă la diametrul 152,4 mm și adîncime 305 m, carotaj mecanic cu diamante NX sau NW la 610 m, foraj cu ciocan de fund la diametrul 152,4 mm și adîncimea 183 m și foraj cu melc la 152,4 mm diametru și 61 m adîncime;

— idem, Mobile Drill B-53 (foraj rotary, carotaj mecanic, foraj cu melc).

O realizare românească de prestigiu în acest domeniu este instalația combinată de foraj hidrogeologic FA 10 V, cu acționare hidraulică generalizată putînd fora rotativ hidraulic cu circulație directă și inversă, rotativ uscat și percutant cu cablu. Este echipată și cu masă de tubaj de capacitate ridicată (5/10 rot/min., 3000/1500 kgfm).

Este necesar să se asimileze și instalații combinate, care să cuprindă și foraj rotopercutant de performanță ridicată, adică pentru diametre de cel puțin 200 mm, ceea ce necesită asimilarea de ciocane rotopercutante de performanță și compresoare elicoidale de minimum 10 bar și 20 — 40 Nm^3/min.

Instalațiile cu tehnologii de lucru multiple se realizează și pentru lucrări de construcții, așa cum sînt instalațiile pentru ancoraje (vezi familia de instalații Hausher seriile HBM 12 K/Hy și HY-S exemplu F 320 sau 4902; Stenwik — Halcotrack 600 etc.); foraj rotativ cu și fără burlan de urmărire, foraj cu melc, foraj rotopercutant.

O primă realizare românească în acest domeniu este instalația FAN 35 în curs de omologare.

O altă realizare importantă este instalația românească FS 4, pe tractor articulat A 1800, cu mare capacitate de trecere, instalație destinată mai ales forajului în terenuri moi, putînd lucra, în prima variantă în care se asimilează, rotativ cu circulație directă și rotativ uscat cu melc.

Ca mod de transport, este de remarcat tendința vădită (pe plan mondial) de montare a instalațiilor pe mijloace autopropulsate, mai ales autoșasiuri pe pneuri, dar și pe vehicule speciale pe roți cu pneuri de teren sau pe autoșasiuri cu șenile.

Soluțiile constructive sînt de o mare varietate și originalitate. Pentru exemplificare menționăm instalațiile poloneze de foraj hidrogeologic H3—05H1 și H3—3G, pe remorcă monoax, tractată cu tractorul — proțapul constituindu-l chiar mastul; acționarea hidrostatică în foraj se realizează de la motorul tractorului.

Vastitatea subiectului în discuție nu permite tratarea lui exhaustivă, în cadrul unei prezentări de proporții reduse, iar lucrarea și-a propus doar o scurtă trecere în revistă a unor tendințe actuale, prezentate pe fondul stadiului intern, pentru a sugera direcții viitoare de acțiune la un nivel de competitivitate cît mai ridicat posibil.

CZ : 621.22

Determinarea caracteristicilor exterioare ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă

Ing. Nicolae **PELIGRAD** — — I.C.S.I.T.U.P.M.

Caracteristicile exterioare ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă pot fi determinată de mărimile

$$M_1 = f(n_2/n_1); \quad M_2 = f(n_2/n_1); \quad P_1 = f(n_2/n_1);$$

$$P_2 = f(n_t/n_p); \quad n_1 = f(n_2/n_1); \quad \eta_i = f(n_2/n_1)$$

M_1 și M_2 — momentele de rotație la arborele de intrare, respectiv la arborele de ieșire ;

P_1 și P_2 — puterile la arborele de intrare respectiv la arborele de ieșire ;

n_1 și n_2 — turațiile la arborele de intrare respectiv la arborele de ieșire ;

$\eta_i = \frac{P_2}{P_1}$ randamentul convertizorului hidraulic de cuplu.

Prin calculul hidraulic al convertizoarelor hidraulice de cuplu se pot determina următoarele caracteristici interioare

$$M_{th_p} = f(n_t/n_p); \quad M_{th_t} = f(n_t/n_p);$$

$$P_{th_p} = f(n_t/n_p); \quad P_{th_t} = f(n_t/n_p);$$

$$n_p = f(n_t/n_p); \quad \eta_h\eta_v = f(n_t/n_p),$$

M_{th_p} și M_{th_t} — momentele de rotație teoretice ale rotorului pompă, respectiv ale rotorului turbină ;

P_{th_p} și P_{th_t} — puterile teoretice ale rotorului pompă, respectiv ale rotorului turbină ;

$\eta_h = \frac{H_{th_t}}{H_{th_p}}$ — randamentul hidraulic al convertizorului hidraulic de cuplu ;

$\eta_v = \frac{Q_t}{Q_p}$ — randamentul volumetric al convertizorului hidraulic de cuplu ;

H_{th_p} și H_{th_t} — sarcinile teoretice ale rotorului pompă, respectiv ale rotorului turbină ;

Q_p și Q_t — debitul rotorului pompă, respectiv al rotorului turbină.

În lucrarea de față se prezintă o metodă generală de calcul, prin care să se poată determina caracteristicile exterioare ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă, cunoscîndu-se caracteristicile interioare. Calculul se referă la convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă, care au rotorul pompă centrifugal, rotorul turbină centripetal, iar aparatul director fix și plasat în poziție axială, între rotorul pompă și turbină (fig. 1).

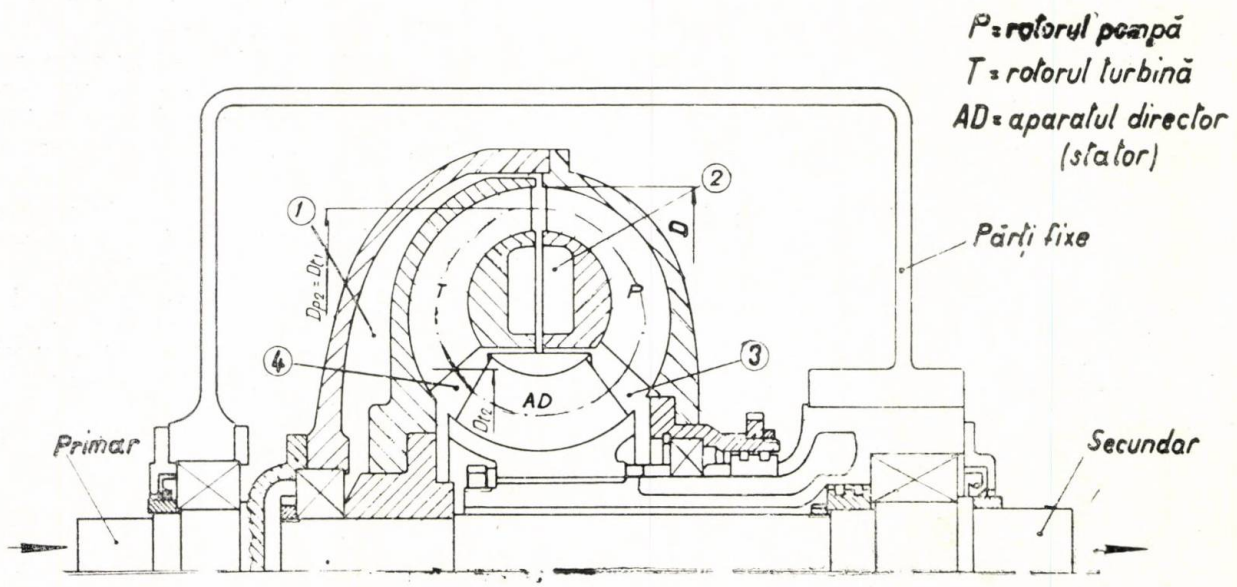


Fig. 1

Din schema constructivă prezentată, rezultă că $n_1 = n_p$, iar $n_2 = n_t$, adică turația motorului de antrenare este egală cu turația rotorului pompă, iar turația la arborele de ieșire a convertizorului hidraulic este egală cu turația rotorului turbină.

Se știe că între caracteristicile exterioare și interioare ale unui convertizor hidraulic există următoarele relații :

$$\eta = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_m ,$$

unde :

η_m — randamentul mecanic al convertizorului hidraulic de cuplu ;

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{th_t}}{P_{th_p}} \eta_m ; \qquad \frac{M_2}{M_1} = \frac{M_{th_t}}{M_{th_p}} \eta_m$$

Dacă se notează η_{mp} randamentul mecanic a părții primare a convertizorului hidraulic, se poate scrie :

$$P_1 = \frac{P_{th_p}}{\eta_{mp}} ; \qquad M_1 = \frac{M_{th_p}}{\eta_{mp}} ;$$

$$P_2 = \frac{\eta_m}{\eta_{mp}} P_{th_t} ; \qquad M_2 = \frac{\eta_m}{\eta_{mp}} M_{th_t}$$

Rezultă că pentru determinarea caracteristicilor exterioare ale unui convertizor hidraulic de cuplu cu o treaptă, cunoscîndu-se caracteristicile interioare ale acesteia, este necesar să se cunoască :

$$\eta_m = f(n_t/n_p) \text{ și } \eta_{mp} = f(n_t/n_p)$$

Calculul randamentelor mecanice η_{mp} și η_m presupune cunoașterea pierderilor mecanice din convertizorul hidraulic a cărui caracteristici exterioare de funcționare se cer a fi determinate.

În cazul convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă de tipul celor arătate schematic în figura 1, în cazul mersului în gol ($M_2 = 0$), de regulă $n_t/n_p \simeq 1{,}0$. La unele construcții această valoare poate să oscileze în jurul acestei valori în limitele $n_t/n_p = 0{,}95 - -1{,}1$. Pentru calculele ce urmează, se consideră că pentru mersul în gol, $n_t/n_p = 1{,}0$.

1. **Pierderile mecanice dintr-un convertizor hidraulic de cuplu cu o treaptă** reprezentat în figura 1 pot fi exprimate prin intermediul unor momente de frecare după cum urmează.

1.1. momentul de frecare dintre partea primară în rotație a convertizorului hidraulic și partea fixă a acestuia (inclusiv aparatul director). Acest moment de fapt se compune din :

$$M_{frps} = M'_{frps} + M'_{fr_1} ,$$

unde :

M'_{frps} — momentul de frecare dintre rotorul pompă și apartul director frecarea de disc), cauzat de fluidul de lucru aflat între ele datorită diferenței de turație (spațiul 3, din fig. 1) ;

M'_{fr_1} — momentul de frecare dintre partea primară în rotație a convertizorului și partea fixă a acestuia, datorită prezenței unor rulmenți, etanșări etc.

$$\boxed{M'_{frps} = f'_{ps} \rho \omega_p^2 D^5 = f'_{ps} \frac{\rho \pi^2}{900} D^5 n_p^2} \qquad (1)$$

ρ — densitatea fluidului de lucru, [Kgfs^2/m^4] ;
D — diametrul maxim al circuitului hidraulic, [m] ;
f'_{ps} — coeficient de frecare ;
n_p — turația [rot/min] ;

M'_{fr_1} este de regulă foarte mic, practic are o valoare constantă pentru un anumit convertizor. Deoarece reprezintă valori sub 0,5% din momentul de rotație al convertizorului, corespunzător intrării fără șoc în rotorul pompă, în calcule se poate neglija, și deci se poate scrie :

$$M_{frps} = M'_{frps}$$

Dacă nu se neglijează : M'_{fr_1} se poate scrie :

$$\boxed{M_{frps} = f_{ps} \frac{\rho \pi^2}{900} D^5 n_p^2} \qquad (2)$$

Dacă M_{frps} și M'_{frps} se exprimă în raport cu $M^*_{th_p}$ (momentul teoretic al rotorului pompă la intrarea fără șoc), rezultă :

$$\boxed{M_{frps} = C_{ps} M^*_{th_p}} \qquad (3)$$

$$\boxed{M'_{frps} = C'_{ps} M^*_{th_p}} \qquad (4)$$

1.2. momentul de frecare dintre rotorul pompă și rotorul turbină (frecare de disc), cauzat de fluidul de lucru aflat între ele, datorită diferenței de turație (spațiile 1 și 2, fig. 1).

$$M'_{frp_t} = f'_{pt} \rho (\omega_p - \omega_t)^2 D^5 = f'_{pt} \frac{\rho \pi^2 D^5}{900} (n_p - n_t)^2$$

$$\boxed{M'_{frp_t} = f'_{pt} \frac{\rho \pi^2}{900} D^5 \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 n_p^2} \qquad (5)$$

În cazul raportului $n_t/n_p = 0$ (blocarea arborelui de ieșire), rezultă :

$$M'_{frpt_0} = f'_{pt_0} \frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_p^2 \qquad (6)$$

Dacă M'_{frpt_0} se exprimă în raport cu $M^*_{th_p}$ rezultă :

$$M'_{frpt_0} = C'_{pt_0} M^*_{th_p} \qquad (7)$$

Împărțind relația (5) la (6) se obține :

$$M'_{frpt} = M'_{frpt_0} \frac{f'_{pt}}{f'_{pt_0}} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2;$$

$$M'_{frpt} = C'_{pt_0} \frac{f'_{pt}}{f'_{pt_0}} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 M^*_{th_p} =$$

$$= C'_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 M^*_{th_p}; \qquad (8)$$

$$C'_{pt} = C'_{pt_0} \frac{f'_{pt}}{f'_{pt_0}}$$

Momentul de frecare M'_{frpt} este preluat de rotorul pompă de la motorul de antrenare și este transmis și la rotorul turbină, datorită frecării de disc, în raportul 1 : 1.

Între rotorul pompă și turbină mai există :

— $M'_{fr_{12}}$ momentul de frecare dintre rotorul pompă și rotorul turbină, datorită frecărilor mecanice din rulmenți, etanșări etc. montate între rotorul pompă și rotorul turbină.

Momentul de frecare $M'_{fr_{12}}$ este preluat de rotorul pompă de la motorul de antrenare și transmis și la rotorul turbină, datorită frecărilor mecanice, în raportul 1 : 1. Valoarea sa este foarte mică, de regulă mai mică ca M'_{fr_1} și în consecință se poate neglija. În aceste condiții se poate scrie : $M_{frpt} = M'_{frpt}$

În final se poate scrie ;

$$M_{frpt} = M'_{frpt} + M'_{fr_{12}}$$

— M_{frpt} momentul de frecare dintre rotorul pompă și rotorul turbină, cuprinzînd atît frecarea de disc cît și frecarea mecanică dintre aceștia. În cazul că nu se neglijează $M'_{fr_{12}}$ se poate scrie :

$$M_{frpt} = f_{pt} \frac{\rho\pi^2}{900} D^5 \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 n_p^2 \qquad (9)$$

$$M_{frpt_0} = f_{pt_0} \frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_p^2 \qquad (10)$$

$$M_{frpt_0} = C_{pt_0} M^*_{th_p} \qquad (11)$$

$$M_{frpt} = C_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 M^*_{th_p} \qquad (12)$$

$$C_{pt} = C_{pt_0} \frac{f_{pt}}{f_{pt_0}}$$

1.3. momentul de frecare dintre partea secundară a convertizorului hidraulic și partea fixă a acestuia (inclusiv aparatul director). Momentul de frecare M_{frts} este de fapt compus din :

$$M_{frts} = M'_{frts} + M'_{fr_2}$$

M'_{frts} — momentul de frecare dintre rotorul turbină și aparatul director (frecare de disc), cauzat de fluidul de lucru aflat între ele, datorită diferenței de turație (spațiul 4 din fig. 1) ;

M'_{fr_2} — momentul de frecare dintre partea secundară în rotație a convertizorului și partea fixă a acestuia datorită prezenței unor rulmenți, etanșări, etc.

$$M'_{frts} = f'_{ts} \rho \omega_t^2 D^5 = f'_{ts} \frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_t^2 = \qquad (13)$$

$$= f'_{ts} \frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_p^2 \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^2$$

În cazul mersului în gol, $\frac{n_t}{n_p} = 1{,}0$ și deci se poate scrie :

$$M'_{frts_1} = f_{ts_1} \frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_p^2 \qquad (14)$$

Avînd în vedere simetria constructivă, se poate considera că :

$$M'_{frps} = M'_{frts_1} \text{ și deci } f'_{ps} = f'_{ts_1}.$$

În aceste condiții relația (13) devine :

$$M'_{frts_1} = f'_{ps} \frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_p^2 = M'_{frps}$$

Dacă M'_{frts_1} se exprimă în raport cu M'_{thp}, rezultă :

$$\boxed{M_{frts_1} = C'_{ts_1} M'_{thp} = C'_{ps} M'_{thp}} \quad (15)$$

$$C'_{ts_1} = C'_{ps_1}$$

Deoarece momentul de frecare M'_{fr_2} este foarte mic, de același ordin M'_{fr_2}, se poate neglija și va rezulta :

$$M_{frts} = M'_{frts}$$

Prin împărțirea relațiilor (13) cu (14) se obține :

$$M'_{frts} = M'_{frts_1} \frac{f'_{ts}}{f'_{ts_1}} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^2 = C'_{ps} \frac{f'_{ts}}{f'_{ts_1}} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^2 M'_{thp}$$

$$\boxed{M'_{frts} = C'_{ts} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^2 M'_{thp}} \quad (16)$$

$$C_{ts} = C'_{ps} \frac{f'_{ts}}{f'_{ts_1}}$$

În cazul că nu se neglijează M'_{fr_2} se poate scrie :

$$\boxed{M_{frts} = f_{ts} \frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_p^2 \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^2} \quad (17)$$

$$\boxed{M_{frts_1} = f_{ts_1} \frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_p^2} \quad (18)$$

$$\boxed{M_{frts_1} = C_{ts_1} M'_{thp} = C_{ps} M'_{thp}} \quad (19)$$

$$C_{ts_1} = C_{ps}$$

$$\boxed{M_{frts} = C_{ts} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^2 M'_{thp}} \quad (20)$$

$$C_{ts} = C_{ps} \frac{f_{ts}}{f_{ts_1}}$$

În cazul că nu se neglijează momentul de frecare M'_{fr_2} se poate considera $M'_{fr_1} = M'_{fr_2}$ (datorită valorilor mici) și în consecință se poate scrie că :

$$M_{frps} = M_{frts_1}$$

2. Calculul randamentelor mecanice și a randamentului total

Avînd în vedere momentele de frecare (de disc și mecanice) existente în cazul convertizoarelor cu o treaptă, analizate la pct. 1, se pot scrie următoarele relații :

$$\boxed{M_1 = M_{thp} + M_{frpt} + M_{frps}} \quad (21)$$

$$\boxed{M_2 = M_{tht} + M_{frpt} - M_{frts}} \quad (22)$$

Se precizează că M_{frpt} este preluat de rotorul pompă de la motorul de antrenare și este transmis la rotorul turbină, direct prin frecare de disc și mecanică, în raportul 1 : 1. Din calculul hidraulic al convertizorului se pot calcula M_{thp} și M_{tht} și, în consecință, pentru a se putea determina caracteristicile exterioare M_1 și M_2 este necesară cunoașterea momentelor de frînare M_{frpt}, M_{frps} și M_{frts}. Modul de calcul al momentelor teoretice ale rotorului pompă și turbină (M_{tht} și M_{thp}) este indicat în literatura de specialitate [2]. Momentele de frecare M_{frpt}, M_{frps} și M_{frts} variază în raport cu turația n_p. Pentru turații constante n_p momentul de frecare M_{frps}, are valori constante, nevariind în raport cu n_t/n_p, în schimb momentele de frecare M_{frpt} și M_{frts} variază în raport cu n_t/n_p. În conformitate cu relațiile stabilite la pct. 1, momentele de frecare necesare pentru calculul caracteristicilor exterioare se pot determina dacă se cunosc coeficienții f_{pt}, f_{ps} și f_{ts} pentru toate regimurile de funcționare cuprinse în intervalul $1{,}0 \leqslant n_t/n_p \geqslant 0$.

Presupunînd că acești coeficienți se pot calcula (conform indicațiilor de la pct. 3 al prezentei lucrări), în cele ce urmează se va arăta cum se pot calcula randamentele η_{mp}, η_m și η pentru convertizoarele hidraulice de cuplu cu o treaptă, de tipul celor indicate în figura 1.

Randamentul mecanic al arborelui primar, η_{mp} se poate determina din relația :

$$\eta_{mp} = \frac{P_1 - P_{frpt} - P_{frps}}{P_1} =$$

$$= \frac{P_{thp}}{P_{thp} + P_{frpt} + P_{frps}}$$

$$\eta_{mp} = \frac{M_{thp}}{M_{thp} + M_{frpt} + M_{frps}} = \quad (23)$$

$$= \boxed{\frac{K_{Mthp}}{K_{Mthp} + f_{pt}\left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 + f_{ps}}}$$

$$\eta_{mp} = \frac{1}{1 + \frac{M_{frpt} + M_{frps}}{M_{thp}}}$$

$$M_{thp} = K_{Mthp} \frac{\rho \pi^2}{900} D^5 n_p^2$$

(24)

$$\boxed{\eta_{mp} = \frac{1}{1 + \left[C_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 + C_{ps} \right] \frac{M^*_{thp}}{M_{thp}}}}$$

Randamentul mecanic al convertizorului hidraulic η_m se poate calcula din relația:

$$\eta_m = \frac{\eta}{\eta_h \cdot \eta_v} = \frac{P_2}{P_1 \cdot \eta_h \cdot \eta_v} = \frac{M_2}{M_1} \cdot \frac{n_t}{n_p} \cdot \frac{1}{\eta_h \cdot \eta_v}$$

$$\eta_m = \frac{M_{tht} + M_{frpt} - M_{frts}}{M_{thp} + M_{frpt} + M_{frps}} \cdot \frac{n_t}{n_p} \cdot \frac{1}{\eta_h \cdot \eta_v}$$

$$\eta_m = \frac{M_{thp} + \frac{M_{frpt} - M_{frts}}{\eta_h \cdot \eta_v} \cdot \frac{n_t}{n_p}}{M_{pth} + M_{frpt} + M_{frps}}$$

(25)

$$\boxed{\eta_m = \frac{K_{M_{thp}} + \left[f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \frac{n_t}{n_p} - f_{ts} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3 \right] \frac{1}{\eta_h \eta_v}}{K_{M_{thp}} + f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 + f_{ps}}}$$

Randamentul mecanic η_m, mai poate fi scris și sub forma:

$$\eta_m = \frac{1 + \frac{M_{frpt} - M_{frts}}{M_{thp} \eta_h \cdot \eta_v} \cdot \frac{n_t}{n_p}}{1 + \frac{M_{frpt}}{M_{thp}} + \frac{M_{frps}}{M_{thp}}}$$

$$\boxed{\eta_m = \frac{1 + \left[C_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \frac{n_t}{n_p} - C_{ts} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3 \right] \frac{1}{\eta_h \cdot \eta_v} \frac{M^*_{thp}}{M_{thp}}}{1 + \left[C_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 + C_{ps} \right] \frac{M^*_{thp}}{M_{thp}}}} \quad (26)$$

Pe baza calculelor anterioare, randamentul total al convertizorului hidraulic η, poate fi determinat din relațiile:

$$\eta = \frac{M_2 n_t}{M_1 n_p} = \frac{M_{tht} + M_{frpt} - M_{frts}}{M_{thp} + M_{frpt} + M_{frps}} \cdot \frac{n_t}{n_p}$$

$$\eta = \frac{\frac{M_{tht} n_t}{M_{thp} n_p} + \frac{M_{frpt} n_t}{M_{thp} n_p} - \frac{M_{frts} n_t}{M_{thp} n_p}}{1 + \frac{M_{frpt}}{M_{thp}} + \frac{M_{frps}}{M_{thp}}}$$

(27)

$$\boxed{\eta = \frac{K_{M_{thp}} \eta_h \eta_v + f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \frac{n_t}{n_p} - f_{ts} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3}{K_{M_{thp}} + f_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 + f_{ps}}}$$

Valoarea randamentuui η mai poate fi calculată și cu ajutorul relației:

(28)

$$\boxed{\eta = \frac{\eta_h \eta_v + \left[C_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 \frac{n_t}{n_p} - C_{ts} \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^3 \right] \frac{M^*_{thp}}{M_{thp}}}{1 + \left[C_{pt} \left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 + C_{ps} \right] \frac{M^*_{thp}}{M_{thp}}}}$$

Cunoscîndu-se deci coeficientii f_{pt}, f_{ps} și f_{ts} sau coeficienții C_{pt}, C_{ps} și C_{ts} se pot calcula randamentele η_{mp}, η_m și η avînd la bază unele caracteristici interioare ca: M^*_{thp}, M_{thp}, $\eta_h \cdot \eta_v$. Modul de determinare al acestor caracteristici interioare este indicat în literatura de specialitate [2].

3. Calculul momentelor de frecare și a coeficienților care determină aceste momente

Pentru calculul momentelor de frecare și a coeficienților respectivi, se vor studia următoarele regimuri de lucru:

3.1 Funcționarea în gol a convertizorului hidraulic (ambalarea), $n_t/n_p = 1{,}0$

În acest caz relațiile (21) și (22) devin:

$$\boxed{M_{1_{fr}} = M_{th_{fr}} + M_{frps}} \quad (29)$$

$M_{1_{fr}}$ este momentul necesar învingerii momentelor de frecare ale convertizorului la funcționare în gol.

$$\boxed{M_2 = M_{tht_{fr}} - M_{frts_1} = 0} \quad (30)$$

$M_{thp_{fr}}$ este momentul transmis de rotorul pompă prin intermediul lichidului la rotorul turbină, pentru învingerea momentelor de frecare la funcționarea în gol.

$$M_{frts} = M_{frts_1}; \quad M_{frps} = M_{frts_1}$$

din relația (30) rezultă :

$$M_{tht_{fr}} = M_{frts_1};$$

$\frac{M_{tht_{fr}} n_t}{M_{thp_{fr}} n_p} = \eta_h \cdot \eta_v$ deoarece $\frac{n_t}{n_p} = 1$ se poate scrie

$$M_{tht_{fr}} = M_{thp_{fr}} \cdot \eta_h \cdot \eta_v$$

Urmare egalităților arătate anterior se obține relația :

(31)

$$\boxed{M_{frps} = M_{frts_1} = M_{tht_{fr}} = M_{thp_{fr}} \cdot \eta_h \eta_v}$$

În baza acestei relații cunoscînd momentul teoretic al rotorului pompă $M_{thp_{fr}}$ și produsul randamentelor $\eta_h \eta_v$ sau momentul teoretic al rotorului turbină, se pot calcula momentele de frecare M_{frps} și M_{frts_1}.
Coeficienții corespunzători acestor momente pot fi calculați astfel :

$$f_{ps} = \frac{M_{frps}}{\frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_p^2}; \quad C_{ps} = \frac{M_{frps}}{M^*_{thp}};$$

$$f_{M_{thp_{fr}}} = \frac{M_{thp_{fr}}}{\frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_p^2}; \quad f_{M_{1_{fr}}} = \frac{M_{1_{fr}}}{\frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_p^2}$$

$$f_{ts_1} = \frac{M_{frst_1}}{\frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_p^2}; \quad C_{ts_1} = \frac{M_{frts_1}}{M^*_{thp}};$$

$$C_{M_{thp_{fr}}} = \frac{M_{thp_{fr}}}{M^*_{thp}}; \quad C_{M_{1_{fr}}} = \frac{M_{1_{fr}}}{M^*_{thp}}$$

$$f_{ps} = f_{ts_1}; \quad C_{ps} = C_{ts_1}$$

Verificarea momentelor de frecare și a coeficienților astfel calculați, pentru un convertizor hidraulic nou proiectat, poate fi făcută prin compararea rezultatelor, cu cele obținute prin calcul de la unele convertizoare hidraulice similare, realizate anterior la care se cunosc atît întreaga geometrie a circuitului hidraulic cît și caracteristicile exterioare măsurate. Cunoscîndu-se geometria circuitului hidraulic, se poate efectua calculul hidraulic al acestuia și deci se pot obține caracteristicile interioare. Determinarea prin calcul a momentelor de frecare și a coeficienților respectivi, la convertizoare realizate anterior, se poate face în felul următor :

$$\boxed{M_{frps} = M_{1_{fr}} - M_{thp_{fr}}} \qquad (32)$$

$$\boxed{M_{frts_1} = M_{tht_{fr}}} \qquad (33)$$

deoarece $M_{frps} = M_{fsts_1}$
rezultă :

$$\boxed{M_{1_{fr}} = M_{thp} + M_{tht_{fr}}} \qquad (34)$$

În cazul convertizoarelor cu o treaptă de tipul celor din figura 1 randamentul hidraulic pentru raportul $n_t/n_p = 1{,}0$ este dat de relația :

$$\boxed{\eta_h = 1 - \left(\frac{D_{t_2}}{D_{p_2}}\right)^2} \quad \text{pentru } Q = 0 \qquad (35)$$

Diametrele D_{t_2} și D_{p_2} sînt indicate în figura 1. Pentru ambalare, debitul Q nu este zero dar este foarte mic, așa că se poate neglija. Unele calcule efectuate au indicat că diferența între η_h pentru $Q = 0$ și η_h pentru Q existent la raportul n_t/n_p este de circa 1%.

Relațiile (34) și (35) trebuie să fie verificate prin calculul hidraulic efectuat pe baza cunoașterii geometriei circuitului hidraulic. Avînd în vedere aceste posibilități de verificare ale valorilor $M_{thp_{fr}}$ și $M_{tht_{fr}}$ rezultă că acestea pot fi luate în considerare pentru aflarea momentelor de frînare cu ajutorul relațiilor (32), (33).

Valorile momentului $M_{1_{fr}}$ din relația (32) sînt indicate la convertizoare existente (care au caracteristici exterioare măsurate pe standurile de probă) sub forma :

$M_{1_{fr}} = \left(\frac{n_p}{K}\right)^2$ unde K este o constantă.

Rezultă că valorile momentului variază cu patratul turației rotorului pompă. Din relațiile (29), (30) și (31) rezultă :

$$M_{1_{fr}} = M_{thp_{fr}} + M_{frps} = \frac{M_{tht_{fr}}}{\eta_h \eta_v} + M_{frps} =$$

$$= \frac{M_{frps}}{\eta_h \eta_v} + M_{frps}$$

$$M_{1_{fr}} = M_{frps}\left(1 + \frac{1}{\eta_h \eta_v}\right)$$

$$M_{frps} = \frac{M_{1_{fr}}}{1 + \frac{1}{\eta_h \eta_v}} \qquad (36)$$

$$M_{thp_{fr}} = \frac{M_{1_{fr}}}{1 + \frac{1}{\eta_h \eta_v}} \qquad (36')$$

Relația (36) permite calculul momentului de frecare M_{frps}, avînd la bază valoarea momentului $M_{1_{fr}}$ (obținută prin măsurări la convertizoare existente) și produsul $\eta_h \eta_v$ (obținut prin calcul la aceleași convertizoare existente). Valorile obținute prin relația (36) se pot introduce în relația (29) și, pentru determinarea caracteristicelor exterioare M_{1fr} avînd la bază caracteristicile interioare $M_{thp_{fr}}$ obținută prin calcul.

De asemenea, pot fi introduse în relațiile (32) și (33) pentru calcularea sau verificarea valorilor $M_{thp_{fr}}$ și $M_{tht_{fr}}$.

Funcționarea convertizorului cu arborele turbinei blocat $n_t/n_p = 0$.

Relațiile (21) și (22) corespunzătoare pentru acest regim de lucru, devin :

$$M_1 = M_{thp} + M_{frpt_0} + M_{frps} \qquad (37)$$

$$M_2 = M_{tht} + M_{frpt_0} \qquad (38)$$

În acest caz se va prezenta o metodă de calcul pentru momentul de frecare M_{frpt_0} la convertizoarele existente, la care se cunosc caracteristicile exterioare prin măsurări și caracteristicile interioare M_{thp} și M_{th} prin calcul, avînd la bază cunoașterea geometriei circuitului hidraulic. Valoarea momentului de frecare M_{frps} se cunoaște de la regimul de funcționare $n_t/n_p = 1{,}0$.
Din relațiile (37) și (38) rezultă :

$$M_{frpt_0} = M_1 - M_{thp} - M_{frps} \qquad (39)$$

$$M_{frpt_0} = M_2 - M_{tht} \qquad (40)$$

$$M_2 - M_1 = M_{tht} - M_{thp} - M_{frps} \qquad (41)$$

Relațiile (39) și (40) ne arată posibilitatea de calcul a momentelor de frecare M_{frpt} la convertizoare hidraulice existente, iar relația (41) reprezintă o posibilitate de verificare a momentelor M_{thp} și M_{tht} obținute din calculul hidraulic. Dacă valorile calculate M_{thp} și M_{tht} nu verifică relația (41), se impune refacerea calculului acestora, reanalizîndu-se cu atenție mărimile geometrice introduse în calculul hidraulic.

Coficienții care determină momentul de frecare în cazul acestui regim de funcționare se pot determina din relațiile :

$$f_{pt_0} = \frac{M_{frpt_0}}{\frac{\varrho \pi^2}{900} D^5 n_p}; \qquad C_{pt_0} = \frac{M_{frpt_0}}{M_{thp}}$$

Funcționarea convertizorului hidraulic pentru regimul de lucru $M_1 = M_2$.

Relațiile care determină momentele M_1 și M_2 pentru acest regim de lucru sînt :

$$M_1 = M_{thp} + M_{frpt} + M_{frps} \qquad (42)$$

$$M_2 = M_{tht} + M_{frpt} - M_{frts} \qquad (43)$$

În cazul unor convertizoare existente, valoarea momentului de frecare M_{frpt} se poate determina din una din relațiile :

$$M_{frpt} = M_1 - M_{thp} - M_{frps} \qquad (44)$$

$$M_{frpt} = M_2 - M_{tht} + M_{frts} \qquad (45)$$

Din relația (44), se poate determina momentul de frecare M_{frpt} avînd la bază valoarea momentului de rotație M_1 (din măsurări) valoarea momentului teoretic de rotație al rotorului pompă M_{thp} (din calculul hidraulic) și valoarea momentului de frecare M_{frps} de la regimul de funcționare $n_t/n_p = 1{,}0$.
Valoarea momentului M_{frpt}, astfel calculată se poate introduce în relația (43) și va rezulta valoarea $M_{frts} = M_{tht} - M_2 + M_{frpt}$.
Din relțiile (42) și (43) se poate obține :

$$M_{tht} - M_{thp} = M_{frps} + M_{frts} \qquad (46)$$

Relația (46) poate servi ca relație de calcul pentru momentul de frecare M_{frts}, avînd la bază momentele M_{thp}, M_{thr} și M_{frps}. În funcție de împrejurări relația (46) poate servi și ca relație de verificare pentru

valorile M_{thp} și M_{tht}, determinate prin calculul hidraulic. În acest caz din urmă este necesară cunoașterea valorii momentului de frînare M_{frts}, poate fi exprimat în funcție de M_{frts_1}, care a fost calculată pentru regimul de funcționare $n_t/n_p = 1{,}0$. Din relațiile (17) și (18) rezultă :

$$M_{frts} = M_{frts_1} \frac{f_{ts}}{f_{ts_1}} \left(\frac{n_t}{n_p} \right)^2$$

Coeficienții care determină momentele de frînare în acest regim de lucru pot fi calculați cu ajutorul relațiilor :

$$f_{pt} = \frac{M_{frpt}}{\frac{\rho\pi^2}{900} D^5 \left(1 - \frac{nt}{n_p}\right)^2 n_p^2};$$

$$C_{pt} = \frac{M_{frpt}}{\left(1 - \frac{n_t}{n_p}\right)^2 M^*_{thp}}$$

$$f_{ts} = \frac{M_{frts}}{\frac{\rho\pi^2}{900} D^5 n_p^2 \left(\frac{n_t}{n_p}\right)^2}; \quad C_{ts} = \frac{M_{frts}}{\left(\frac{n_t}{n_p}\right)^2 M^*_{thp}}$$

Funcționarea convertizorului hidraulic pentru regimul de lucru n_t/n_p corespunzător intrării fără șoc în rotorul pompă

Relațiile momentelor de rotație M_1 și M_2, care se aplică pentru acest caz sînt (42), (43), (44) și (45), cu valori pentru M_{thp}, M_{tht} și M_{frts}, corespunzătoare intrării fără șoc în rotorul pompă.

Dacă la un convertizor existent se cunosc caracteristicile exterioare și geometria circuitului hidraulic, se poate aplica calculul prezentat și la convertizoare similare ce urmează a se proiecta.

Se știe că $M_2 = k^* M_1$, așa că relațiile (42) și (43) vor deveni :

$$M^*_1 = M^*_{thp} + M_{frpt} + M_{frpt}$$

$$k^* M^*_1 = M^*_{tht} + M_{frpt} - M_{frps} \qquad (48)$$

$$\frac{M^*_{tht}}{k^*} - M^*_{thp} = M_{frp}\left(1 - \frac{1}{k^*}\right) + \frac{M_{frts}}{k^*}$$

Relația (48) poate să fie o relație de verificare pentru M^*_{thp} și M^*_{tht}, dacă M_{frpt} a fost calculat cu relația (44), și apoi M_{frts} din relația (45). De asemenea, poate să fie o relație de calcul pentru M_{frts}, , dacă se cunosc valorile momentelor de rotație M^*_{thp}, M^*_{tht} și a momentului de frecare M_{frpt}. Valoarea coeficientului k^*, este cunoscută din caracteristicile exterioare ale convertizorului existent.

În cazul că relația (48) se utilizează pentru verificarea valorilor M_{thp} și M_{tht}, M_{frts} se poate calcula conform celor indicate la paragraful 3.3., în funcție de M_{frts_1} la fel și coeficienții care determină momentele de frecare în acest regim de lucru.

Metodologia aplicată la paragraful 3.4 se poate aplica la orice raport n_t/n_p, în relațiile respective utilizîndu-se valori pentru M_{thp}, M_{tht} și k corespuzătoare regimurilor de lucru.

În prezenta lucrare s-a căutat găsirea unei metode de calcul a momentelor de frecare, a coeficienților care determină aceste momente și a randamentelor mecanice care scot în evidență modul de influențare a pierderilor mecanice, în caracteristicile exterioare de funcționare a convertizoarelor hidraulice de cuplu.

Metoda expusă se bazează pe aprofundarea calculului hidraulic la aceste tipuri de convertizoare și pe cunoașterea caracteristicilor exterioare și a geometriei circuitului hidraulic la unele convertizoare existente, similare cu cele analizate.

Rezultate numerice obținute prin calcul, conform studiului din prezenta lucrare, precum și compararea lor cu unele rezultate indicate în literatura de specialitate, vor fi aduse la cunoștință prin comunicări ulterioare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Narbut, A. N.* : Ghidrotransformatorî Izdatelîst o „Masînoestroenie" Moscova 1966.

[2] *Peligrad, N.* : Contribuții privind studiul caracteristicilor energetice ale convertizoarelor hidraulice de cuplu cu o treaptă ; Sesiunea de comunicării tehnico-științifice a Institutului Politehnic Timișoara, Octombrie 1979.

[3] *Semiciastov, I. F.* : Ghidrovliceskie peredaci teplovozov, Moscova, Mașghiz 1961.

[4] *Wolf, M.* : Strömungskupplungen und Strömungswandler Berlin, Springer — Verlag 19 2

CZ : 621.225

Motoare hidraulice volumetrice de adîncime

Ing. Alexandru **RĂDULESCU**, ing. Ioan **GRĂDIȘTEANU** — I.C.S.I.T.U.P.M.

În principal, este vorba de motorul hidraulic de fund destinat acționării sapei la talpa sondei, care poate fi utilizat atît pentru acțiunile de foraj normal cît și pentru operațiunile de deviere a găurii de sondă. Regimul de săpare nu diferă la forajul propriu-zis față de forajul deviat, în cazul utilizării motorului hidraulic de fund ; se impune soluția utilizării unui singur tip de motor atît la forajul propriu-zis cît și la forajul deviat, ceea ce va facilita asimilarea motorului hidraulic de fund în uzinele constructoare.

În ceea ce privește amplasarea dispozitivului de deviere față de motorul hidraulic de fund (deasupra sau dedesubtul acestuia), se pot face următoarele considerații :

— în cazul forajului cu turbina, devierea la unghiuri mari a sondei se realizează cu un dispozitiv montat sub turbină, care constă într-o cămașă fixă atașată mantalei exterioare a turbinei și un cuplaj cu bile între arborele înclinat al reducției de deviere și arborele turbinei ; această soluție constructivă produce dificultăți la cuplarea celor doi arbori cu axele concurente, precum și la o nesiguranță privind lungimea deviată a noii găuri de sondă ;

— amplasarea dispozitivului de deviere la partea superioară a turbinei de foraj și care constă într-o prăjină deviată ; fără piese în mișcare, cu siguranță în privința lungimii deviate nu poate fi folosită această soluție la realizarea unor unghiuri mari de deviere, datorită — pe de o parte — jocurilor radiale mici între turbină și gaura de sondă și — pe de altă parte — lungimii mari a turbinei ; de altfel, valoarea tangentei acestui unghi de deviere este dată de raportul dintre jocul radial turbină — gaură de sondă și lungimea turbinei de foraj ;

— în cazul utilizării motorului hidraulic de fund se poate folosi, pentru obținerea unor unghiuri mai mari de deviere a găurii de sondă, soluția — mai simplă și mai sigură — a montării prăjinii de deviere deasupra motorului hidraulic ; această soluție permite, în cazul motorului hidraulic de fund, realizarea de unghiuri de deviere mari, datorită micșorării lungimii motorului în comparație cu lungimea turbinei de foraj.

În această situație rezultă că este necesar a studia, în continuare, numai construcția motorului hidraulic de fund, deoarece dispozitivul de deviere, constînd dintr-o prăjină cu axul deformat, este cunoscut în practica forajului la noi în țară prin montajul deasupra motorului hidraulic de acționare a sapei.

Menționăm că se poate atașa un dispozitiv de deviere și la partea inferioară a motorului hidraulic, dacă — tehnologic — se dovedește necesar.

Construcția motorului elicoidal satisface, în cea mai deplină măsură, cerințele tehnologiei forajului modern cu sape cu conuri prevăzute cu lagăre etanșe.

Motoarele elicoidale de fund se înscriu, în plină măsură, la schema de foraj cu mo-

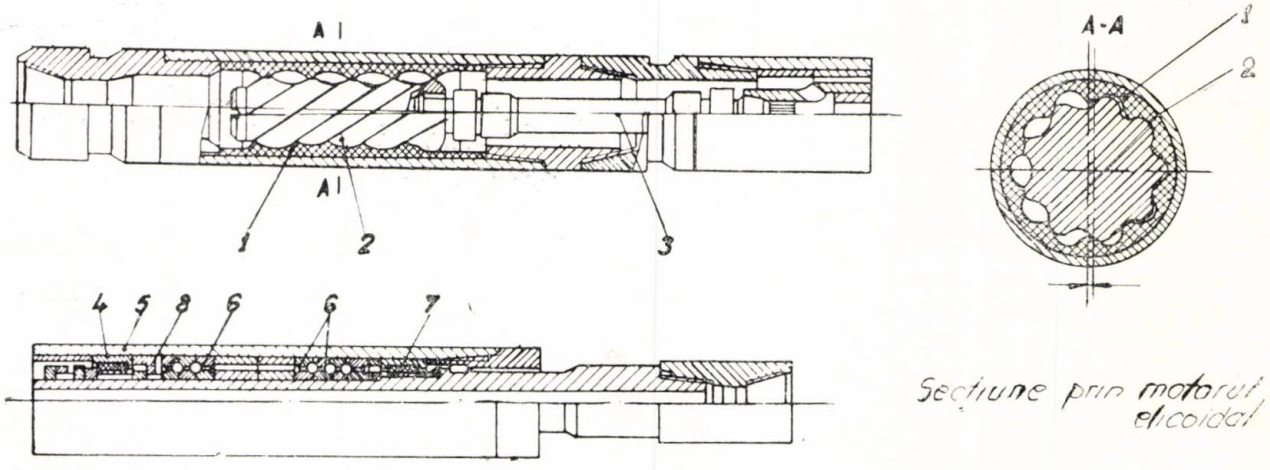


Fig. 1 Secțiune prin motorul elicoidal.
1 — stator; 2 — rotor; 3 — cuplaj dublu articulat; 4 — arbore de ieșire; 5 — corp; 6 — rulment axial; 7 — lagăr radial; 8 — dispozitiv de etanșare (presgarnitură).

toare de fund, adoptată în prezent, ele neimpunînd prăjini de foraj şi pompe de noroi speciale, precum şi alte utilaje speciale.

Componenţa constructivă a motoarelor de toate tipodimensiunile este practic aceeaşi.

Motorul de fund (fig. 1) se compune din două secţii : motor şi lagăr.

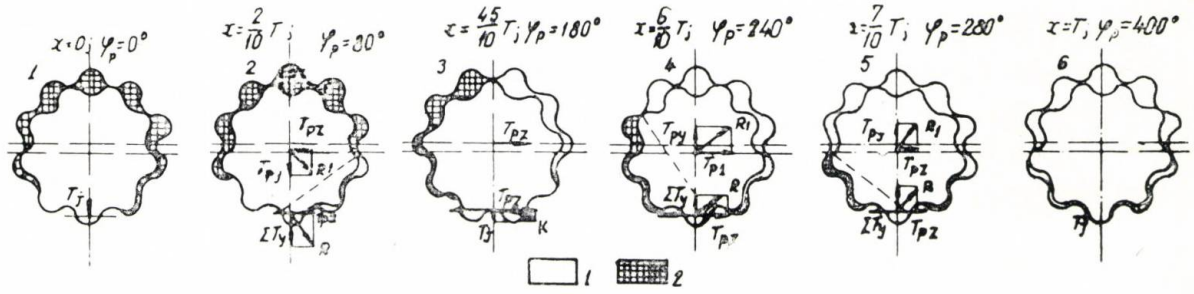
Secţia motoare cuprinde organele active-statorul **1** şi rotorul **2** constituind mecanismul elicoidal cu rotor şi cuplajul dublu articulat **3**. Statorul este legat printr-o reducţie cu garnitură de foraj, fiind executat sub forma unui corp de oţel prevăzut cu o căptuşală interi-

Suprafeţele elicoidale ale rotorului şi statorului împart volumul activ într-o serie de cavităţi.

La orice secţiune transversală se află Z_1 camere de lichid, despărţite între ele prin linii de contact (fig. 2).

Fiecare din camerele Z_1 se leagă periodic în procesul de funcţionare al motorului cu cavităţi de mare şi joasă presiune.

În lungul unui pas de stator teoretic se petrece o separare a cavităţilor cu lichid, aflate mai sus şi mai jos de organele active.



-Variaţia presiunii în organele de lucru în motoarele elicoidale
1 - Zona de presiune înaltă
2 - Zona de presiune joasă

Fig. 2 Variaţia presiunii în organele de lucru în motoarele elicoidale.

oară de cauciuc vulcanizat, pe care se află dinţi elicoidali special profilaţi. Rotorul de oţel are cu un dinte mai puţin decît statorul şi axa lui este decalată în raport cu axa statorului cu mărimea excentricităţii. Organele active ale motorului cu organele active au pasul cu două începuturi.

La baza formării profilului suprafeţelor elicoidale au stat angrenaje epi şi hipocicloidale ex şi centroidale.

Pentru rotirea rotorului în sensul mersului acelor de ceasornic (în raport cu axa sa) suprafeţele elicoidale ale rotorului şi statorului au sensul la stînga. Momentul de rotaţie se transmite prin cuplajul dublu articulat **3** arborelui de ieşire **4**, aflat în secţia lagărului. În afara lagărului, se mai compune din : corpul **5**, mai mulţi rulmenţi axiali, **6**, lagărul radial de metal şi cauciuc **7** şi dispozitivul de etanşare (presgarnitura) **8**.

Lagărul motorului elicoidal, la fel ca şi lagărul turbinei de fund, îndeplineşte următoarele funcţii : transmite apăsarea axială pe talpă, preia încărcarea hidraulică ce acţionează asupra rotorului motorului şi etanşează partea inferioară a arborelui, contribuind la realizarea căderii de presiune la sapă. Lagărele, de asemenea, trebuie să preia solicitările radiale ce apar în timpul funcţionării arborelui cardanic.

În fiecare secţiune transversală a organelor active la lungimea unui pas al rotorului apare o forţă hidraulică neechilibrată R_1 care acţionează asupra rotorului (fig. 3).

Pentru un mecanism elicoidal (cu şurub) cu mai multe începuturi, lungimea porţiunii de suprafaţă este descrisă cu suficientă exactitate de ecuaţia.

$$l = D \sin \frac{\varphi_p}{2}$$

în care D este diametrul teoretic (de calcul) al mecanismului cu rotor.

Diametrul teoretic :

$$D = 2\,e\,Z_1$$

Aici şi mai departe e este excentricitatea mecanismului cu rotor.

În cursul analizării teoretice, s-a obţinut formula pentru calculul momentului de rotaţie.

$$M_0 = M_{op} D_{et},$$

în care momentul specific M_0 este funcţie de

$$M_0 = \frac{Z_2 - 1}{2} = \frac{2}{\pi C_e}$$

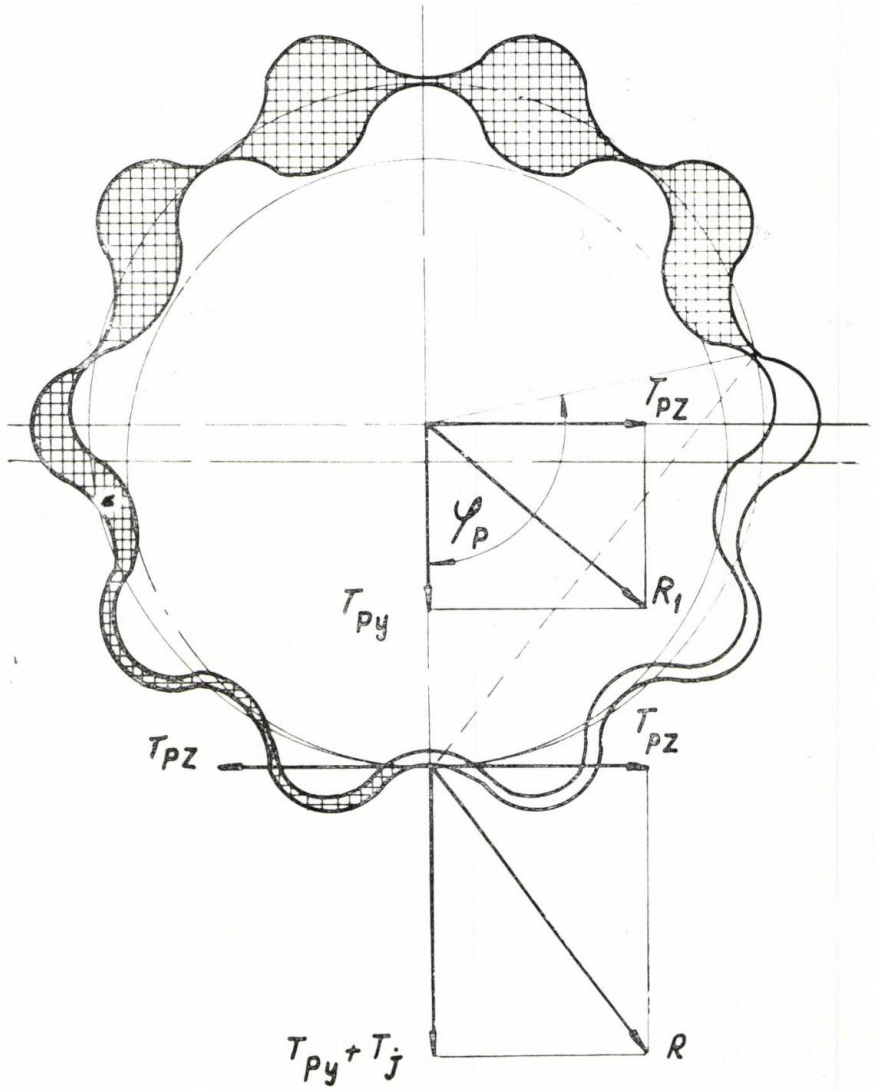
numărul de începuturi Z_2 la rotor și de parametrul adimensional C_2 care constă în raportul dintre excentricitatea e și raza angrenajului *r*.

Pentru mecanismele cu un singur început la rotor ($Z_2 = 1$) această mărime are valoarea minimă.

Mai departe, se poate calcula turația motoarelor elicoidale *n*.

Precum se știe, pentru toate motoarele volumetrice, inclusiv și cele elicoidale, este valabilă formula sub forma generală

$$n = \frac{Q}{V_0}$$



Schema acțiunii presiunii în motoarele elicoidale
T_{py} și T_{pz} - componente hidraulică
T_j - forța de inerție
Q - rezistența radială

Introducînd în formula momentului de torsiune diametrul de calcul *D* și parametrul adimensional C_t unde $C_t = \frac{t}{D}$, obținem relația momentului de torsiune:

$$M = M_0 \cdot P \frac{C_t D^3}{2 z_1}$$

în care Q este debitul de lichid și V_0 — volumul util al motorului (debitul de lichid la o rotație)

La mecanismul elicoidal cu rotor:

$$V_0 = F_{ecl}\ T$$

întrucît schema cinematică determină raportul vitezelor mișcării de antrenare și relativă drept.

$$\frac{\omega ant}{\omega rel} = Z_2$$

La mecanismele cu rotor, construite pe baza angrenajului hipocicloidal, suprafața secțiunii de scurgere a organelor active (suprafața ecluzelor) este :

$$F_{ecl} = 2\pi e^2 (Z_2 - 1) + 8 \text{ er}$$

După substituire și transformare, rezultă formula pentru calculul vitezei de rotație a arborelui de acționare a motorului elicoidal.

$$n = n_0 \frac{Q}{e^2 T}$$

în care n_0 este viteza specifică de rotație a arborelui de acționare, ce se determină cu expresia :

$$n_0 = \frac{1}{\left| 2\pi(Z_2 - 1) + \frac{8}{Ce} \right| Z_2}$$

Motoarele cu mecanisme cu rotor, prevăzute cu număr redus de începuturi, dezvoltă viteze mari de rotație și moment de rotație mai mic.

Pe măsura creșterii numărului de începuturi ale rotorului, se mărește momentul de rotație și se micșorează viteza de rotație. Se explică aceasta, prin faptul că mecanismul cu rotor cu multe începuturi, spre deosebire de alte mecanisme cu rol de organe active ale motoarelor, reprezintă o îmbinare a motorului hidraulic cu reductor planetar reductor cu raportul de transmisie al reductorului proporțional cu numărul de începuturi ale rotorului.

Acest fapt are o deosebită importanță pentru parametrii finali și capacitatea de încărcare a motorului.

Organele active ale motoarelor volumetrice posedă liniile de contact de mare extensiune. În timpul funcționării lor ca motoare de fund cu circulație cu lichide abrazive, se produc pierderi prin scurgere din camerele active în lungul liniilor de contact.

Ca la toate motoarele volumetrice, viteza de rotație a arborelui de acționare nu depinde teoretic de momentul de rotație. În realitate motoarele elicoidale posedă o caracteristică cu pantă relativ mică (nerigidă) $n = f(M)$ pentru motoarele volumetrice, întrucît ele se deosebesc prin orientarea inconstantă a rotorului.

Orientarea inconstantă se manifestă prin faptul că, sub acțiunea forțelor hidraulice și de inerție, se produce deformarea radială a căptușelii elastice a statorului, care duce la redistribuirea strîngerii inițiale în perechea rotor-stator și la formarea jocului, avînd drept consecință începerea trecerii (scurgerii) lichidului din camerele organelor active spre camerele cu presiune joasă.

Pentru o anumită construcție a organelor active mărimea scurgerii q_{sc} depinde de căderea de presiune, de strîngerea perechii rotor-stator, de vîscozitatea lichidului circulant și de grosimea și duritatea căptușelii elastice a statorului :

$$q_{sc} = \mu \theta_{med} L_0 \sqrt{\frac{2gp}{\gamma ech(2Z-1)}}$$

în care :

- μ este coeficientul de debit ;
- θ_{med} — mărimea medie a fantei în perechea rotor-stator ;
- L_0 — lungimea fantei ;
- γech — greutatea specifică a lichidului de circulație ;
- Z — numărul de trepte ale organului activ ($Z = L/T$) ;
- l — lungimea organelor active.

Pornind de la expresia de sus, se poate exprima dependența analitică a randamentului volumetric în funcție de parametrii de regim astfel :

$$\eta_0 = 1 - \frac{Sp}{V_n}$$

în care S este suprafața fantei în lungul liniilor de contact ale organelor active și V_n volumul util al motorului.

Cu creșterea numărului de începuturi, se reduce mult lungimea organelor active și mărimea excentricității necesare, care, la rîndul ei, limitează durabilitatea subansamblului de legătură între rotorul și arborele de acționare.

Astfel, utilizarea schemelor cu mecanism cu rotor prevăzut cu mai multe începuturi permite construirea — în limitele gabaritelor acceptabile — a gamei de motoare cu moment mare, care dezvoltă turații de 200—100 rot/min și mi mici, posedînd o mare capacitate de încărcare.

Schema mecanismului elicoidal cu rotor cuprinde mari posibilități în ce privește varierea parametrilor finali ai motorului de fund. Variind raportul de transmitere al perechii rotor-stator, se poate realiza un grad diferit de reducere a momentului de rotație și a turației arborelui de acționare.

Avantajul motoarelor elicoidale cu mai multe începuturi constă în dependența mult mai mică între momentul de rotație și diametrul mașinii. Motorul cu diametrul de 172 mm are un moment de rotație mai mare decît

turbina de fund de aceeaşi dimensiune. Aceasta permite forarea cu sape de 214 şi 243 mm diametru, cu jocuri mult mai mari în sondă. O problemă importantă o prezintă mărirea duratei de funcţionare a organelor active ale motorului. Aceasta se rezolvă prin îmbunătăţirea construcţiei, mărirea durităţii rotoarelor, alegerea (selecţionarea) acoperirilor (căptuşelilor) de cauciuc rezistente la uzură şi temperatură ale statorilor.

Avînd în vedere cele de mai sus, precum şi necesităţile tehnologice de foraj şi deviere a sondelor se pot estima următoarele caracteristici tehnice în funcţie de dimensiunile exterioare :

— diametrul exterior 5 in ;
— momentul maxim 200 kgfm ;
— turaţia maximă 100 rot/min ;
— presiunea maximă 40 bar ;
— debitul nominal 12 l/sec ;
— nr. de începuturi rotor 6 ;
— nr. de începuturi stator 7 ;
— pasul elicei 300 mm ;
— temperatura noroiului de foraj max. 300°C ;

— diametrul exterior 6 1/2 in ;
— momentul maxim 350 kgfm ;
— turaţia maximă 140 rot/min ;
— presiunea maximă 50 bar ;
— debitul nominal 18 1/sec ;
— nr. de începuturi rotor 7 ;
— nr. de începuturi stator 8 ;
— pasul elicei 300 mm ;
— temperatura noroiului de foraj max. 300°C ;

— diametrul exterior 7 3/4 in ;
— momentul maxim 550 kgfm ;
— turaţia maximă 200 rot/min ;
— presiunea maximă 60 bar ;
— debitul nominal 25 l/sec ;
— nr. de începuturi rotor 9 ;
— nr. de începuturi stator 10 ;
— pasul elicei 300 mm ;
— temperatura noroiului de foraj max. 300°C ;

Pentru toate dimensiunile de motor elicoidal de fund sînt valabile următoarele caracteristici tehnice :

— lagărul axial — radial rulmenţi cu bile şi cu role la capăt ;
— etanşarea lagărului : garnituri în „V" ;
— apăsarea axială : 10 — 40 tone ;
— u l e i : 305 ;
— profilul ambreiajului : hipocicloidal ;
— devierea maximă pe care o poate asigura motorul cu dispozitiv de deviere : 3° ;
— lungimea maximă : 3000 mm ;

Acţionarea sapei de către un motor hidraulic situat imediat deasupra ei reprezintă soluţia de acţionare cea mai eficientă atît din punct de vedere energetic, al consumului de energie necesară dislocării rocilor, cît şi din punct de vedere al solicitării prăjinilor de foraj la torsiune şi oscilaţii torsionale.

Această metodă de foraj s-a materializat pînă în prezent cu ajutorul turbinelor de foraj, care implică metodologie specială de corelare a parametrilor regimului de foraj, apăsarea pe sapă şi turaţia sapei. Datorită turaţiilor mari pe care le imprimă sapei de foraj, turbinele hidraulice nu s-au putut extinde din cauza eficienţei scăzute a operaţiunilor de foraj, deficienţă constatată datorită creşterii numărului de marşuri, şi a reducerii durabilităţii sapelor pe talpă.

Tabelul 1

Motor, ţară parametrul	5 in RSR	6½ in RSR	7¾ in RSR	5 in SUA	6½ in SUA	7¾ in SUA	D—172 URSS
Diametrul ext [mm]	5 (127)	6 1/2 (165)	7 3/4 (197)	5 (127)	6 1/2 (165)	7 3/4 (197)	172
Moment maxim [kgfm]	200	350	350	33	55	83	450
Turaţia maximă [rot/min]	100	140	200	460	410	310	175
Presiunea maximă [bar]	40	50	60	15	15	15	60
Debitul nominal [l/sec]	12	18	25	14	20	25	26
Nr. începuturi rotor	6	3	9	—	—	—	9
Nr. începuturi stator	7	7	10	—	—	—	10
Pasul elicei [mm]	300	300	300	—	—	—	—
Temperatura noroiului de foraj [°C]	300	300	300	—	—	—	—
Lungimea [mm]	3000	3000	3000	6000	6000	6450	—
Unghiul de deviere [°]	3	3	3	3	3	3	—

Ideea acționării sapelor de motoare hidraulice, care să folosească circulația de noroi de foraj și care să fie montate imediat deasupra sapei, nu a fost abandonată odată cu reducerea activității de foraj cu turbina, ci și-a găsit noi materializări, în special în URSS și SUA, prin motoarele helicoidale de fund.

În cele ce urmează vom face cîteva aprecieri comparative între performanțele motoarelor propuse și performanțele motoarelor similare sovietice și americane, acolo unde s-au găsit echivalențe ca performanțe și dimensiuni. La firmele americane s-a făcut comparația cu motoarele firmei DYNA — DRILL.

Ținînd seama de datele înscrise în tabelul 1, rezultă următoarele **aspecte comparative** referitoare motoarelor hidraulice românești, așa cum sînt propuse în studiu și cele străine :

1 — LA ACELEAȘI DIMENSIUNI EXTERIOARE, MOTOARELE ROMÂNEȘTI PROPUSE SPRE ASIMILARE SÎNT NET SUPERIOARE CELOR AMERICANE LA MOMENTUL MAXIM (ÎN MEDIE DE 6 ORI) ;

2 — FAȚĂ DE MOTORUL SOVIETIC D—172, MOTORUL 7 3 4 êN (R.S.R.) ESTE SUPERIOR CU 10%, ȚINÎND SEAMA DE INDICATORUL MOMENTULUI MAXIM RAPORTAT LA DIAMETRUL EXTERIOR [KGFM/MM] ;

3 — MOTOARELE ROMÂNEȘTI SÎNT SUPERIOARE CELOR AMERICANE ÎN PRIVINȚA TURAȚIEI CEEA CE VA CONDUCE LA CREȘTEREA EFICIENȚEI DE DISLOCARE A ROCILOR ; ACESTE DIFERENȚE SÎNT EXPLICABILE PRIN ACEEA CĂ MOTOARELE AMERICANE SÎNT DESTINATE NUMAI OPERAȚIUNILOR DE DEVIERE ÎN TIMP CE MOTOARELE ROMÂNEȘTI SÎNT DESTINATE ATÎT OPERAȚIUNILOR DE DEVIERE CÎT ȘI OPERAȚIUNILOR DE FORAJ CARE RECLAMĂ MOMENTE MULT MAI MARI ȘI TURAȚII CÎT MAI SCĂZUTE ;

4 — DEBITELE UTILIZATE SÎNT PRACTIC ACELEAȘI LA TOATE MOTOARELE ;

5 — CĂDEREA DE PRESIUNE CONSUMATA ÎN MOTOR ESTE MAI MICĂ LA MOTOARELE AMERICANE FAȚĂ DE CELE ROMÂNEȘTI ȘI MOTORUL SOVIETIC ; ACEST PARAMETRU ÎȘI PIERDE ÎNSĂ ÎNSEMNĂTATEA MAI ALES LA FORAJUL DE MARE ȘI FOARTE MARE ADÎNCIME, CÎND PRESIUNEA DE CIRCULAȚIE, CA VALOARE, ESTE PUȚIN INFLUENȚATĂ DE CĂDEREA DE PRESIUNE DIN MOTORUL HIDRAULIC DE ACȚIONARE A SAPEI ;

6 — MOTOARELE ROMÂNEȘTI SÎNT MULT MAI SCURTE DECÎT CELE AMERICANE, CU APROXIMATIV 50%, CEEA CE VA PERMITE OBȚINEREA DE UNGHIURI MARI DE DEVIERE CU PRĂJINA DEFORMATĂ DEASUPRA MOTORULUI ȘI DE UNGHIURI ȘI MAI MARI DE DEVIERE LA MONTAREA DISPOZITIVULUI DE DEVIERE SUB MOTORUL HIDRAULIC.

CZ : 622.24 : 665.5

Contribuții la realizarea instalațiilor și echipamentelor de foraj destinate a funcționa în condiții de temperaturi scăzute

Ing. **AUREL OCNEANU** — I.C.S.I.T.U.P.M.

În ultimul timp se înregistrează în toată lumea cereri sporite de instalații de foraj, echipamente la gura puțului, instalații, echipamente pentru lucrări de extracție etc. adaptate condițiilor locale și specificului activității din șantierele și schelele beneficiarilor, care în majoritatea cazurilor diferă de la o zonă geografică la alta. Funcție de unde se emite cererea diferă și parametrii climatici, cărora trebuie să le corespundă echipamentul petrolier.

Avînd în vedere faptul că în perioada următoare ponderea exportului de echipamente petroliere în volumul total al fabricației de utilaj din țara noastră urmează să crească și că aceste echipamente vor lucra și în țări cu clima rece, construcția de instalații de foraj capabile să funcționeze în aceste condiții grele este o problemă de primă importanță și rezolvarea ei va contribui la menținerea poziției de prestigiu pe care o ocupă țara noastră în ierarhia construcției și exportului de utilaj petrolier.

Institutul de Cercetări și Inginerie Tehnologică pentru Utilaj Petrolier și Minier a întreprins un stadiu de cercetări avînd ca temă comportarea utilajului petrolier la temperaturi scăzute, cu toate implicațiile pe care le comportă din punct de vedere al fabricației, întreținerii, transportului și exploatării.

În colaborare cu alte institute de cercetări, institute de învățămînt superior și întreprinderi constructoare, au fost extinse cercetările asupra următoarelor aspecte :

a) studierea publicațiilor tehnice care au stat la dispoziție, referitoare la această activitate ;

b) studiul analitic asupra solicitărilor specifice pentru ansamblele componente ale utilajelor în timpul transportului, depozitării și funcționării în climat cu temperaturi scăzute ;

c) cunoașterea datelor deținute de întreprinderile producătoare sau instituțiile de specialitate (institute de cercetări sau proiectări), referitoare la comportarea la temperaturi scăzute a materialelor, ansamblelor și agregatelor componente ;

d) întreprinderea unor cercetări în colaborare cu alte institute de cercetări sau institute de învățămînt superior în vederea obținerii de rezultate privitoare la comportarea unor materiale, asamblări, ansamble sau detalii și recomandarea de materiale și tehnologii corespunzătore ;

e) analiza aplicării rezultatelor, a implicațiilor pe care le are în proiectare și fabricația utilajelor care să se comporte bine în climat cu temperaturi scăzute ;

f) elaborarea, în urma unor cereri ale beneficiarilor străini, de variante care să corespundă pe lîngă alte particularități și condițiilor climatice arătate.

În prezent au fost realizate unele instalații de foraj speciale care lucrează în mediu de climat foarte rece iar altele sînt în curs de realizare. Astfel, pentru zăcămintele de pe coasta de nord a statului Alaska, firma NABORS din Canada construiește în prezent instalația de foraj 1 — ES, iar firma PARKER instalația de foraj PARKER 176 avînd următoarele caracteristici și particularități :

— temperatură minimă a climatului : —65°F (—54°C) ;

— instalația de foraj împreună cu toate echipamentele este grupată în 6—7 complexe transportabile, cu gabarit foarte mare (depășesc gabaritele standard de cale ferată, șosele, etc) ;

— fiecare complex este închis complet, cu excepția celui care are instalația de foraj propriu-zisă și care este închis pînă aproape de geamblac ;

— avînd în vedere temperatura joasă și vîntul excesiv (pînă la 100 mile/oră), a fost prevăzut un sistem de încălzire centralizat, bine dimensionat conținînd și recuperarea căldurii din sistemul de răcire al motoarelor.

O parte din complexe au sisteme proprii de încălzire ;

— mobilitate mare a instalației și punere în funcțiune într-un timp foarte scurt (circa 20 ore) ; se are în vedere o distanță maximă de 5 mile între localități și șosele amenajate pentru transportarea instalației cu mastul ridicat ;

— un grad ridicat de mecanizare a operațiilor ;

— agregate mecanice componente ale instalației sînt standard (de construcție Continental Emsco). Caracteristicile tehnice ale instalației de foraj sînt mult superioare celor cerute de foraj în această zonă. Astfel instalația PARKER 176 poate fora pînă la 6000 m în condiții normale, iar zăcămîntul este la o adîncime între 4000 si 4300 m. Acest lucru duce la concluzia că pentru a preveni fragilitatea mărită a unor materiale utilizate în construcție, prin tratamente speciale, a fost redus nivelul rezistenței admisibile ;

— măsuri deosebite în construcția barăcilor auxiliare și a unor grupuri speciale, toate închise și încălzite ;

— complexul cu rampa de prăjini este închis, încălzit, mecanizat și se transportă odată cu prăjinile.

Din cele arătate considerăm că instalațiile de foraj în construcție standard la nivel de variantă pot fi utilizate pînă la —40°C — —45°C, realizîndu-se microclimate în care să lucreze majoritatea ansamblurilor sau subansamblurilor. Pentru temperaturi mai scăzute, sînt realizate instalații speciale, atît din punct de vedere al construcției, cît și el creării de microclimate, al amplasării, al alegerii soluțiilor pentru transport, etc.

În cele ce urmează prezentăm rezultatele obținute în urma unor cercetări sau documentări referitoare la comportarea la temperaturi scăzute ale unor materiale, ansamble sau agregate.

Oțeluri pentru construcția agregatelor mecanice

Oțeluri de îmbunătățire. Au fost analizate de către ICEM (Institutul de Cercetări Metalurgice), colaborator al ICSITUPM în această problemă, 7 mărci de oțel aliat care sînt folosite în construcțiile mecanice ; 35 Mn 16, 40 Cr 10 ; 40 B Cr 10 ; 33 Mo Cr 11 ; 41 Mo Cr 11 ; 34 Mo Cr Ni 15 ; 30 Mo Cr Ni 20. A fost întocmită o normă departamentală în legătură cu măsurile ce trebuie luate în vederea folosirii acestora, în condiții de temperaturi scăzute.

Astfel, în funcție de temperatură, este necesar să se ia măsuri pentru ca prin tratamentul termic de îmbunătățire să se obțină valori de rezistență la tracțiune care să nu depășească limitele indicate. Se remarcă faptul că din analiză rezultă că unele mărci de oțel ca 35 Mn 16 și 40 B Cr 10 nu sînt indicate a fi utilizate la temperaturi mai mici de —40°C.

În condițiile expuse în normă este asigurată o rezilienă a oțelurilor KCU 300/3 egală cu 5—6,5 kgfm/mm^2, suficientă pentru a asigura buna comportare a piesei la temperaturile scăzute indicate.

Se constată deci că la temperaturi scăzute pentru a se comporta în condiţii bune, este necesar ca oţelul să aibă prin tratament termic un nivel de rezistenţă la tracţiune mai scăzut.

În STAS 791 este redată limita rezistenţelor (în funcţie de posibilităţile tehnologice) legate de dimensiunile piesei. Se constată că la piesele mari aceste limite corespund cu cele indicate în normă pentru aproape întregul domeniu de temperaturi (tab. 1).

nire), pentru a satisface condiţia de rezilienţă de min. 40 J/cm² (4 kgfm/cm²) la —30°C, ca medie pe 3 epruvete KCU 300/3. Utilizarea acestor oţeluri este indicată pînă la temperatura —30°C.

Piesele turnate din ansamblurile expuse la temperaturile scăzute ale mediului neputînd fi protejate — în majoritate — prin microclimat în timpul funcţionării, trebuie să fie executate din oţeluri aliate. În mod deo-

Tabelul 1

Marca oţel	Rezistenţa la tracţiune (N/mm²) funcţie de temperaturile de utilizare				
	— 20°C	— 30°C	— 40°C	— 50°C	— 60°C
35 Mn 16	650 — 850	630 — 830	600 — 800		
40 Cr 10	800 — 950	750 — 900	700 — 850		
40 B Cr 10	850 — 1050	850 — 1000	830 — 980	800 — 950	750 — 900
35 Mo Cr 11	950 — 1150	900 — 1100	850 — 1000	800 — 950	700 — 850
41 Mo Cr 11	950 — 1150	900 — 1100	850 — 1000	800 — 950	750 — 850
34 Mo Cr Ni 15	1050 — 1250	1000 — 1200	900 — 1100	750 — 850	750 — 900
30 Mo Cr Ni 20	1050 — 1250	1000 — 1200	950 — 1150	950 — 1100	900 — 1100

Au fost analizate mărcile de oţel carbon de calitate cele mai utilizate şi s-a constatat următoarele :

— mărcile de oţel carbon de calitate OLC 25, OLC 35 şi OLC 45 pot fi utilizate pînă la temperaturi de —60 C ;

— mărcile de oţel OL 55 şi OLC 60 nu pot fi utilizate în condiţiile unor temperaturi mai scăzute de circa —20°C.

Oţeluri turnate în piese. În vederea cunoaşterii comportării la temperaturi scăzute a oţelurilor turnate în piese, IPCUP au fost întreprinse o serie de colaborări cu institute de specialitate cum sînt ICPTSC (Institutul de Cercetări Ştiinţifce, Inginerie Tehnologică şi Proiectări Pentru Sectoare Calde), ICEM (Institutul de Cercetări Metalurgice) şi Institutul de Petrol şi Gaze, pentru analizarea oţelurilor folosite în prezent şi stabilirea şi experimentarea unor noi mărci de oţeluri din această categorie.

I.S.C.T.U.P.M. a participat la avizarea unei norme departamentale elaborată ca urmare a unui studiu de cercetare. Norma se referă la oţelurile carbon OT 40 R—3 pentru oţelul corespunzător mărcii OT 40—3 şi OT 45 R—3 pentru oţelul corespunzător mărcii OT 45—3.

Cele două mărci au în compoziţia lor mici modificări în conţinutul de carbon, mangan şi siliciu. Conţinutul de sulf sau fosfor este limitat la un nivel mai scăzut. Se pune şi în acest caz un accent deosebit pe tratamentul termic al pieselor (tratament termic de normalizare urmat de o călire în ulei şi o revesebit se utilizează în acest scop două mărci de oţel turnat în piese : T 35 Mo Cr Ni 08 şi T 35 Mn 14.

În urma unor rezultate parţiale, se constată următoarele :

— oţelul turnat T 35 Mo Cr Ni 08 la nivelul calitativ realizat la Întreprinderea „1 Mai" Ploieşti, poate fi utilizat în piese funcţionînd pînă la temperatura de circa —35°C ;

— aplicarea unui tratament termic final cu o revenire mai înaltă poate extinde utilizarea mărcii T 35 Mo Cr Ni 08 pînă la — 60°C, cu condiţia garantării, la + 20°C, a unor nivele de tenacitate superioare celor precizate în STAS 1773—76.

În prezent se fac şi experimentări cu oţeluri de mărci noi care să se comporte bine la temperaturi apropiate de —60°C. Experimentările vor ţine seama şi de forma şi dimensiunea mărci, se vor turna carcase de prevenitoare şi corpuri de cîrlig de dimensiuni mari, ce vor fi utilizate pentru probarea unui număr de caracteristici mecanice (în funcţie de posibilităţile tehnologice de realizare) şi, în final, pentru prelevarea epruvetelor din unele puncte concludente din punct de vedere al turnării sau al comportării în exploatare. Împreună cu epruvetele ce vor fi luate separat de piese, acestea vor fi realizate şi probate în laborator.

Oţeluri pentru construcţii metalice. În legătură cu alegerea mărcilor şi claselor de oţel, cît şi a precizării unei tehnologii adecvate pentru sudură, în vederea realizării unor structuri metalice portante din cadrul instalaţiilor petroliere capabile să lucreze la temperaturi scăzute, I.C.S.I.T.U.P.M. a iniţiat o

serie de cercetări și experimentări în colaborare cu institutele de specialitate ICEM — București și ISIM — Timișoara și cu Institutul de Construcții București.

În urma cercetărilor efectuate, pînă în prezent s-a precizat că la noi în țară se produc mărci și clase de oțeluri, care întrunesc condițiile cerute pentru a fi utilizate la fabricarea utilajului petrolier lucrînd la temperaturi de pînă la —40°C.

Este de remarcat, însă, că din aceste mărci și clase de oțeluri nu se produc unele sortimente de laminate care sînt necesare la fabricarea structurilor metalice ale utilajului petrolier.

În prezent, programul de cercetări și experimentări continuă în vederea stabilirii condițiilor pe care trebuie să le îndeplinească oțelurile și tehnologia de sudură, pentru ca structurile metalice să poată fi exploatate, în condiții sigure, la temperaturi scăzute, pînă la —60°C.

Din cele arătate, se consideră că, pînă la temperatura de —40°C — —45°C, funcționarea instalațiilor de foraj și a utilajului petrolier în general se poate asigura prin microclimate, operațiune cunoscută sub denumirea de winterizare. Prin această operațiune, instalațiile sînt închise prin panouri sau barăci în spații încălzite. Instalațiile de foraj transportabile sînt mai ușor adaptabile, însă instalațiile de foraj mari necesită unele adaptări și în acest caz.

Dacă în timpul funcționării se poate crea o temperatură admisă de lucru, în timpul transportului, a montajului, a depozitării ; temperatura mediului poate solicita ansamblurile sau piesele producînd efecte ireversibile. Unele ansambluri nu pot fi protejate nici în timpul funcționării (geamblacuri, macarale, cîrlige, masturi, etc).

Din aceste motive, atît în acest caz cît și în cazul temperaturilor mai scăzute (pînă la —60°C), în afară de măsurile privitoare la comportarea oțelurilor, este necesară cunoașterea comportării unor agregate (motoarele termice, mașinile și aparatele electrice, compresoarele de aer), sau a unor materiale cum sînt lubrefianții, carburanții, cablurile de oțel, articolele de cauciuc, rulmenții, etc.

Referitor la motoarele termice, se precizează că motoarele din fabricație românească actuale nu sînt apte pentru regimurile indicate anterior. De asemenea, mașinile și aparatele electrice prezintă dificultăți în condițiile menționate, atît din cauza metalelor, cît și a comportării materialelor izolante (termic și electric).

Una din problemele principale ce impune măsuri speciale este comportarea articolelor din cauciuc. Din puținele date care ne stau la dispoziție, se știe că există la ora actuală rețete de cauciuc rezistent la temperaturi scăzute. Actualele rețete și tehnologii de fabricație garantează buna comportare pînă la circa —30°C. Se întreprinde, în prezent, pregătirea unor experimentări cu aparataj modern, în vederea stabilirii unor noi rețete cu caracteristici chimice și mecanice adecvate.

Se cere în continuare lămurirea și a altor probleme cum ar fi a rulmenților, a cablurilor, etc. precum și a comportării altor echipamente, în ansamblu.

S-a obținut, pînă la această dată, o serie de rezultate pozitive în legătură cu comportarea instalațiilor de foraj, și a echipamentelor sau sculelor funcționînd în climat cu temperaturi scăzute, obținute prin :

— studierea documentației străine la nivel de publicații tehnice ;

— cercetări efectuate la laboratoarele institutelor sau întreprinderilor constructoare ;

— vizite de documentare în țări cu clima rece, potențial beneficiare ;

— experiența cîștigată în urma exploatării instalațiilor de foraj, a echipamentelor și sculelor pînă la temperatura minimă din țara noastră (—20°C).

Se poate aprecia, la această dată, că instalațiile de foraj fabricate în țară pot fi livrate pentru a funcționa în zone cu climat avînd temperatura minimă de —30°C. Instalațiile ce se vor livra pentru această temperatură diferă de cele din seria normală prin modificări la nivel de variantă (eventuale schimbări de materiale sau redimensionări, amplasări de ansambluri sau agregate, microclimatizări, sisteme auxiliare, instrucțiuni speciale de exploatare, etc.).

Pentru livrarea instalațiilor de foraj este necesară întocmirea unei documentații tehnice, care să cuprindă modificările față de producția de serie, precum și instrucțiuni de întreținere și exploatare pentru condițiile specifice. Avînd în vedere că funcționarea instalațiilor de foraj în mediu cu temperaturi scăzute impune și unele dotări de altă natură în funcție de cererile beneficiarilor, toate modificările, completările etc, vor fi lămurite în cadrul proiectului de variantă cerută de beneficiar.

Într-o etapă următoare se vor livra instalații de foraj care să funcționeze într-un climat cu temperatură minimă pînă la —40°C. Pentru realizarea unor astfel de instalații, este necesară continuarea cercetărilor privind comportarea materialelor, a îmbinărilor prin sudură, a sistemelor auxiliare, a materialelor de etanșare, a lubrifianților, a combustibililor etc. și elaborarea documentației corespunzătoare. Se consideră, că o problemă

mai ușor de rezolvat, livrarea de instalații transportabile care pot fi ușor protejate prin microclimate.

Pentru funcționarea instalațiilor de foraj, a echipamentului și sculelor pînă la —60°C, apare ca necesară adoptarea de soluții adecvate, bazate în special pe alegerea unor materiale cu garanții mărite privind rezilienta la această temperatură.

Se impun măsuri speciale de proiectare și tehnologii suplimentare privind execuția uzinală, precum și reglementarea mai severă privind transportul, manipularea, montajul și exploatarea.

Pentru realizarea unor astfel de instalații este necesară continuarea și extinderea cercetărilor cuprinzînd toate aspectele.

Așa cum se observă, o mare importanță, în realizarea instalațiilor de foraj și a echipamentelor destinate a funcționa la temperaturi scăzute, are crearea de microclimate. Astfel, spațiul închis și încălzit se extinde de la podul sondei pînă la podul podarului și chiar mai sus, la instalația de noroi, la depozitul de combustibil și lubrifianți etc.

Apare ca necesară și crearea de sisteme noi pentru încălziri locale (băi de ulei, conducte, armături, pupitre).

Instalațiile de foraj destinate forajului la medie și mare adîncime pentru temperaturi sub —40°C — —45°C vor avea un aspect cu totul diferit față de cele din producția actuală de serie. Problemele esențiale constau în creare de blocuri transportabile închise complet și încălzite.

Aprecierea comportării utilajelor în timpul transportului, al depozitării și al unor operațiuni ce se face în mediu neprotejat (ridicări sau coborîri de masturi), precum și funcționarea în mediu închis pînă la temperatura creată în microclimat rămîn probleme importante a căror rezolvare impune continuarea cercetărilor.

CZ : 622.24.665.5

Cercetări privind realizarea de echipamente de extracție rezistente în medii cu acțiune corozivă

Ing. Ioan **COSTIN**, ing. D. **CIUREA**, ing. D. **DUINEA** — I.C.S.I.T.U.P.M.
Dr. ing. Nicolae **DRĂGAN**, ing. Viorica **MERCEA** — I.C.E.M. București

Fundamentarea acțiunii de cercetare

Punerea în evidență, în diverse cîmpuri petrolifere sau gazeifere de pe glob, a unor zăcăminte de hidrocarburi, cu conținut de hidrogen sulfurat, bioxid de carbon și apă sărată care formează „mediu coroziv", a obligat în ultimii ani marile companii petroliere precum și pe marii producători de utilaj să cerceteze cu toată atenția aspectele teoretice legate de fenomentul de coroziune în general și de cel al coroziunii fisurante sub tensiune în special, în vederea realizării unor echipamente de adîncime și de suprafață care să reziste la condiții de temperaturi și presiuni ridicate, într-un mediu coroziv.

Pentru prima dată, fenomenul de rupere prin fragilizare cu hidrogen, datorat coroziunii fisurante sub tensiune a fost pus în evidență în anii 1947—1948 în unele șantiere din SUA și Canada, cu ocazia intrării în producție a unor sonde de gaze și hidrogen sulfurat la 4000—4500 m adîncime. Același fenomen a fost întîlnit în Franța, în anul 1952, la prima sondă de gaze din zăcămîntul Lacq. În continuare numărul sondelor care exploatează zăcăminte de hidrocarburi cu mediu coroziv a crescut foarte mult.

Necesitatea valorificării în SUA a acestor zăcăminte, în deplină siguranță, a determinat „Asociația Națională a Inginerilor pentru Coroziune" (NACE) să elaboreze norme și specificații cu materiale ce se recomandă a fi utilizate pentru condiții de lucru în mediu coroziv. De menționat, că aceste norme și specificații sînt însușite și de API.

La noi în țară, începînd cu anul 1973, au fost puse în exploatare, pe structurile petrogazeifere aparținînd Platformei Moesice (în zonele Bibești-Turburea-Bulbuceni și Mitrofani-Spineni-Tătulești), sonde de țiței cu conținut ridicat de hidrogen sulfurat și bioxid de carbon.

Se estimează că în viitor vor fi puse în exploatare și alte zăcăminte de țiței și gaze cu conținut de hidrogen sulfurat și bioxid de carbon de la adîncimi de 4500—6000 m sau mai mari.

Exploatarea acestor sonde se face numai cu echipamente din import. Ca urmare a programelor stabilite privind forajul și exploatarea sondelor de mare adîncime, a apărut necesitatea asimilării de echipamente de adîncime și de suprafață rezistente în medii corozive cu hidrogen sulfurat și bioxid de carbon, în prezența apei sărate și supuse la eforturi, presiuni și temperaturi ridicate.

Coroziunea fisurantă sub tensiune. Mecanismul și factorii care favorizează fragilizarea

În mod normal, coroziunea este distrugerea lentă a unui metal sau aliaj, în urma acțiunii chimice sau electrochimice a mediului înconjurător. Hidrogenul sulfurat și bioxidul de carbon constituie un caz mai aparte de coroziune, necauzînd pierderi de metal.

Procesul de coroziune fisurantă sub tensiune nu este complet elucidat, însă în general se acceptă ipoteza difuziei protonilor de hidrogen în rețeaua cristalină a oțelului.

Din reacția ce are loc între hidrogenul sulfurat, bioxid de carbon și fier rezultă sulfură de fier și hidrogen în stare născîndă. Sulfura de fier se depune sub formă de peliculă pe suprafața metalului, în timp ce hidrogenul difuzează în metal și se acumulează în imperfecțiunile microstructurale și în zonele de densitate mare de dislocații structurale. Prin aceasta, presiunea din punctele de acumulare crește, se creează tensiuni locale mari, care conduc — în final la ruperea prin fisurare a metalului respectiv. Metalul își pierde ductilitatea, ruptura avînd aspectul grăunțos. Dacă piesa este supusă și unei sarcini, mai ales de tracțiune, viteza de difuzare a hidrogenului în metal crește cu atît mai mult cu cît oțelul este mai puțin ductil și gradientul de sarcină mai mare. Sub efectul tensiunii se formează dislocări din ce în ce mai mari în structura cristalină, deci posibilități mai mari de drenaj pentru hidrogen către zonele de acumulare.

Structura oțelului (determinată de compoziția chimică și tratamentul termic), compactitatea și starea suprafeței piesei au o mare influență asupra vitezei de difuzie a hidrogenului în metal. Astfel, anumite defecte de material pot constitui locuri unde hidrogenul în stare atomică poate să se concentreze, să treacă în stare moleculară, cu crearea unor tensiuni extrem de mari în material.

Fragilizarea se manifestă cu atît mai puternic cu cît rezistența, și, respectiv, duritatea materialului sînt mai mari. La oțelurile de mare rezistență, care sînt supuse la eforturi puternice, se produc fisuri chiar la cantități relativ mici de hidrogen absorbit, pe cîtă vreme în cazul oțelurilor moi, cu ductilitate mare, care sînt mai puțin încărcate, pentru producerea unor fisuri la fel de numeroase ar fi nevoie de cantități mult mai importante de hidrogen absorbit. Aceasta se explică prin aceea că oțelurile de mare rezistență, fiind casante și lipsite de ductilitate, cedează ușor la tensiunile interne provocate de hidrogen, în vreme ce la oțelurile ductile, rețeaua, fiind suficient de elastică, se deformează pentru a anula tensiunile create și în consecință ruperea nu are loc.

Experiența a arătat că materialele cu o duritate HRC 24 pot fi utilizate în deplină siguranță într-un mediu coroziv, pînă la un nivel de efort egal cu 80% din limita de curgere. La durități peste 24 unități Rockwell, valoarea procentului util față de limita de curgere scade considerabil. Se folosesc oțeluri care au limita de curgere mai mică de 56 daN/mm² (HRC 22 respectiv 230 HB). La astfel de valori ale limitei de curgere se poate ajunge prin modificări ale compoziției chimice a oțelului, respectiv elaborări speciale, precum și prin tratamente termice potrivite.

În concluzie, se poate spune că fragilizarea este un fenomen care depinde nu numai de agresivitatea mediului, ci și de modul de elaborare și de tratamentul termic aplicat.

În general, structurile obținute la temperaturi mai ridicate de revenire (după călirea la martensită) sînt mai puțin sensibile la fragilizare, fiind cele mai plastice. Astfel, structurile formate din constituienți globulari (perlită sau sorbită fină) sînt mult mai puțin sensibile la fragilizare decît martensita, bainita sau troostita.

De asemenea, structurile fine și globulizate, în special carburile fine, absorb — în aceleași condiții de lucru — o cantitate mult mai mică de hidrogen decît martensita și posedă o difuziune mai mare decît aceasta.

Se cunoaște că oțelurile cu un conținut mai mic de carbon sînt mai puțin dure și mai plastice, ceea ce le face mai rezistente la coroziune fisurantă.

Din practica de șantier se mai constată că ruperea prin fragilizare poate avea loc și în cazul în care materialul este tensionat prin lovire mecanică în timpul manipulării la rampe sau la sonde.

Mediul coroziv la o sondă în expoatare, constă din hidrogen sulfurant, în asociație cu apa de zăcămînt, pe lîngă bioxidul de carbon, în condiții speciale de temperatură și presiune.

Produsul de bacterii reducătoare de sulfat, prezente în sondă sau în formație, sau fiind component al hidrocarburilor din fluidul extras, hidrogenul sulfurat în prezența apei devine un agent extrem de coroziv și în cantități foarte mici poate produce fisurarea pre-

matură a echipamentului de fund și de suprafață, la sarcini mult inferioare sarcinilor normale de rupere.

Rata de coroziune crește în general cu temperatura și presiunea, deoarece toate reacțiile chimice sînt accelerate.

Cercetări mai noi au stabilit că temperaturi mai mari de 94°C (200°F) nu mai constituie un pericol de fragilizare a oțeluliu carbon de mare rezistență, care lucrează în mediu de hidrogen sulfurat.

De asemenea, starea de mișcare influențează coroziunea. Astfel, o mișcare mai mare și prezența de particule solide sau de bule de gaze poate conduce le eroziune-coroziune.

Prezența mediului coroziv amplifică mecanismul de oboseală și grăbește avariile.

Totodată, rata de coroziune crește cu cît în soluție sînt dizolvate cantități mai mari de bioxid de carbon și hidrogen sulfurat.

Combinația dintre hidrogenul sulfurat și bioxidul de carbon este mai agresivă decît hidrogenul sulfurat singur și care se întîlnește în mod frecvent la sondele petroliere.

Din analizele efectuate la sondele de mare adîncime de pe zona Bibești-Bulbuceni, a rezultat un conținut de hidrogen sulfurat în țiței de 0,5 ... 1 g/l, iar în gaze de 7 ... 9%. În apele reziduale conținutul de hidrogen sulfurat a variat între 0,033 și 1 g/l, iar de bioxid de carbon între 0,039 și 0,180 g/l. La aceste sonde, presiunea de fund a fost de 500 bar, temperatura de fund de 145 ... 150°C, iar la suprafață de 75 ... 100°C.

Roca colectoare este formată din gresii, dolomite și calcare.

Cercetări și realizări pe plan mondial

În baza cercetărilor experimentale prin care s-a intuit mecanismul și factorii care favorizează fragilizarea în mediul coroziv arătat, s-au stabilit unele criterii și recomandări privind asigurarea calității oțelurilor din care se pot realiza echipamentele necesare. În general acestea se anexează pe:

— asigurarea unui grad înalt de puritate și omogenitate a oțelului pentru a evita incluziunile, retasurile, fisurile și granulațiile dure și mari. Pentru aceasta, elaborarea trebuie să se facă foarte îngrijit, în cuptoare de inducție și turnare sub vid. Pentru o mai bună omogenizare a structurii cu grad ridicat de puritate și ganulație fină (sub 2 după STAS), se fac tratamente termice de revenire repetată la temperaturi înalte;

— asigurarea unei bune tenacități și în același timp a unei ductilități sporite, ceea ce se realizează prin aplicarea unor tratamente speciale; concret se urmărește reducerea valorii maxime a limitei de curgere și limitarea strictă a rezistenței la rupere.

Din literatura de specialitate americană, rezultă unele recomandări.

Mărcile de oțel carbon cuprinse în ASTMA —216, API tip 1 și 4 și AISI 1010 pînă la 1045 sînt considerate satisfăcătoare la o duritate de 22 HRC, sau mai mică. Dacă materialul trebuie să fie prelucrat la rece, după prelucrare trebuie revenit la minimum 620°C pentru a se obține o duritate de 22 HRC.

Oțelurile slabe sau mediu aliate de tipul mărcilor API tip 2 și 3, ASTM tip A-148, 58 T, A—187, A—193, A—352—58 T Gr LCB, A—2165—58 T Gr WCB, AISI tip 4130, 4140, 8630 și 8640 pot fi recoapte, călite sau normalizate, dar totdeauna urmate de revenire la 620°C pentru a obține o duritate de maximum 22 HRC.

Oțelurile inoxidabile, înalte aliate și anume oțelurile austenitice cu crom și nichel de tipul AISI 304 și 316, precum și oțelurile feritice aliate cu crom, ca și oțelurile AISI 405 și 430 trebuie să fie revenite pînă la duritatea maximum 22 HRC.

Oțelurile martensitice aliate cu crom, ca AISI 410, de asemenea, trebuie tratate termic prin călire și revenire la 620°C pentru a se obține o duritate de maximum 22 HRC.

În literatura de specialitate se regăsesc două clase principale de oțeluri inoxidabile: oțeluri cu crom și nichel și oțeluri cu crom, nichel și molibden. Se mai folosesc oțeluri cu titan și niobiu.

În afară de nichel, molibden și crom se mai utilizează unele aliaje cu nichel-cupru-aluminiu (monel), nichel-crom-fier (inconel), aliaje de cobalt-crom-wolfram sau nichel-bor (stellite și colomenoy) pentru piese mai dure și care sînt rezistente la coroziune fisurantă. Costul acestor aliaje este însă ridicat.

Tot ca urmare a cercetărilor au rezultat unele recomandări. Suprafețele pieselor trebuie să fie cît mai netede, cu rugozități mici, eventual, acoperite de metale anticorozive, care sînt rezistente și contra uzurilor (aliaje de cobalt-crom-tungsten sau unele aliaje de tip nichel-boriu).

Piesele turnate din oțel nu sînt indicate a fi utilizate în medii care le expun la coroziunea fisurantă.

Manipularea la rampele de încărcare-descărcare sau în timpul manevrării în sondă se va face cu grijă, pentru a se evita tensionarea prin lovire a materialului.

Cercetări și realizări în țară

Cercetările în țară s-au orientat pe studii simultane asupra echipamentelor de adîncime și echipamentelor de suprafață. Modele experimentale de adîncime constînd din pa-

chere, nipluri, dopuri, valve de circulație laterală etc. s-au realizat pe documentația existentă a acestor echipamente în medii normale. Ca echipament de suprafață s-a proiectat un cap de erupție pentru 1050 bar din oțeluri normale. În baza celor arătate anterior s-a redus capacitatea acestui la 700 bar.

În laboratoarele Institutului de Cercetări Metalurgice (ICEM) s-au făcut analize fizico-chimice și metalografice pe oțelurile unor piese din echipamente similare primite din import, rezistente la medii corozive fisurante; unele din aceste echipamente au lucrat în sondele din țară cu medii corozive, medii care au făcut și ele obiectul analizelor.

Pe baza acestor cercetări de laborator s-au putut echivala unele mărci de oțeluri din țară și astfel s-a trecut la elaborarea acestora ca faze de laborator la ICEM, Institutul de Cercetări și Proiectări Tehnologice pentru Sectore Calde (ICPTSC) și Întreprinderea „Griviția Roșie". Pentru cunoașterea influenței hidrogenul sulfurat asupra oțelurilor, la ICEM s-au construit dispozitive speciale, în care epruvetele — supuse la diferite eforturi de tensiune — au fost expuse în medii cu conținut variabil de hidrogen sulfurat.

Documentarea tehnică — destul de restrînsă — modelele din import și în special cercetările de laborator proprii au fundamentat cunoașterea în detaliu a factorilor și mecanismului coroziunii fisurante și stabilirea unor concluzii care să permită continuarea cercetărilor. Concluziile la care s-au ajuns au fost expuse în capitolul precedent. În baza acestora s-a putut stabili o tehnologie de elaborare a oțelurilor și o metodologie de tratamente termice.

Cercetările, deși simultane, au fost totuși distincte pentru echipamentele de adîncime și pentru cele de suprafață. Concluziile parțiale de pe parcurs au fost folosite însă pentru toate echipamentele.

Echipamente de adîncime, ca prime modele experimentale, au fost executate din oțelul 12 C 130 puternic aliat cu 11—12% Cr. Încercările de laborator efectuate de ICEM au condus la fixarea procesului tehnologic de elaborare a acestuia. Elaborarea și laminarea barelor a fost realizată la Combinatul Siderurgic Hunedoara. Tratamentul termic, după încercări repetate de călire și reveniri la diferite temperaturi s-a realizat la Întreprinderea „Griviția Roșie". Toate aceste faze au fost conduse permanent și continuu de analize chimice, mecanice și tehnologice efectuate simultan la ICEM și Întreprinderea „Griviția Roșie". În final oțelul obținut a avut 0,12% C, 11,9% Cr; $\sigma_c = 56$ daN/mm^2, $\sigma_r = 86$ daN/mm^2 și duritatea cuprinsă între 19 ... 22 HRC (230 HB).

Echipamentele executate la atelierul de microproducție al Institutului de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Utilaj Petrolier și Minier au fost introduse într-o sondă de pe structura Bibești, cu un mediu coroziv a cărui compoziție s-a arătat în capitolul precedent. În paralel cu aceasta, s-a introdus în aceeași sondă și un dispozitiv din import executat din oțel AISI—410. După 173 zile, din motive tehnologice, sonda a fost oprită și echipamentele extrase. Echipamentele românești prezentau un aspect lucios, neted, fără urme de coroziune, în timp ce modelul din import prezenta o suprafață mată, cu urme vizibile de coroziune. Cu toate că ambele oțeluri au o compoziție chimică aproape identică, duritatea piesei din import a fost de 30 HRC, adică mult peste cea recomandată. Analizele de laborator au confirmat — ca satisfăcător tehnologia de elaborare și tratamentul termic.

Oțelul 12 C 130 este însă inoxidabil, martensitic, puternic aliat. S-au continuat cercetările cu oțelul slab aliat de tipul 41 Mo C 11. Pe baza studiilor de laborator, ICEM a indicat tehnologia de elaborare și tratamentul termic. Combinatul Siderurgic Hunedoara a realizat oțelul și a laminat barele, obținînd gradul de puritate necesar, iar ICEM le-a tratat termic, obținînd duritatea maximă de 23 HRC. Echipamentele au fost executate în dublu exemplar de către I.C.S.I.T.U.P.M. în colaborare cu Intreprinderea de Cimentări și Operațiuni Speciale (ICOTS) — Cîmpina și introduse la sondele de pe structura Bibești în aprilie 1979, unde lucrează și în prezent. Adîncimea sondelor este de 4800 m, temperatura de fund 134°C și conținutul 9% hidrogen sulfurat.

Încercările de laborator efectuate, în paralel, în dispozitivele cu conținut de hidrogen sulfurat de la ICEM, au arătat că un astfel de oțel, la care se adaugă niobiu, mărește de aproape trei ori indicele de fragilizare (3 față de 8).

Pe baza acestor rezultate, ICEM a trecut la elaborarea unui oțel slab aliat, denumit 33 C Mo Nb 1—0,8—0,005. Combinatul Siderurgic Hunedoara a elaborat oțelul și împreună cu Combinatul Siderurgic Reșița au laminat bare cu diametrul de 60—130 mm, care au fost tratate termic la ICEM. Atelierul de microproducție al I.C.S.I.T.U.P.M. a început prelucrarea a zece seturi de echipamente din acest oțel. Primele echipamente au și fost introduse în sonde cu medii corozive.

În paralel cu aceasta, se întreprind cercetări la Institutul de Cercetări și Proiectări pentru Cauciuc și Mase Plastice (ICPCMP), în vederea stabilirii unor rețete de garnituri

de etanşare destinate a completa aceste echipamente, garnituri care să reziste la temperaturi pînă la 200°C, presiuni pînă la 1050 bar şi în mediu coroziv cu hidrogen sulfurat şi bioxid de carbon în prezenţa apei sărate. Primele garnituri au fost introduse în sondă.

Echipamentul de suprafaţă constă dintr-un cap de erupţie de 700 bar, care comportă două serii de cercetări ce se desfăşoară în paralel. Metodologia de cercetare aplicată a fost aceeaşi. Un robinet dintr-un cap de erupţie importat şi care a lucrat la o sondă în ţară şi în contact cu mediul coroziv, a fost supus analizelor fizico-chimice la ICEM şi ICPTSC. Pentru fiecare reper s-a stabilit marca de oţel străină şi s-a echivalat cu oţelul indigen cel mai apropiat. În general, reperele expuse şi în contact direct cu mediul coroziv sînt confecţionate din oţeluri puternic aliate, altele (mai puţin expuse şi mai puţin solicitate) din oţeluri slab aliate, iar cele care nu sînt în contact cu mediul coroziv, din oţeluri normale. Aceasta fiind calea cea mai economică, s-a adoptat şi pentru cercetările noastre. Oţelurile echivalente au fost cercetate în laborator şi a fost stabilit procesul tehnologic de elaborare şi de tratamente termice, de către ICEM şi ICPTSC.

S-a stabilit a se executa un robinet 2.9/16 x 700 şi o duză reglabilă 2.1/16 x 700 de la un cap de erupţie. Piesele expuse şi solicitate din interior (suportul tijei, inelele de etanşare şi ale duzei, penele şi tijele) au fost realizate din oţel aliat 20 C 130. Piesele mari, corpul, capacul, suportul tijei, flanşele, penele şi capacul cutiei de etanşare au fost executate din oţel slab aliat 33 Mo C 11. Vîrful tijei duzei s-a stelitat pentru a rezista şi la eroziune. Piesele turnate au fost apoi forjate de ICPTSC şi Intreprinderea „23 August", tratate termic la ICPTSC şi prelucrate.

Robinetul şi duza, după ce vor fi probate hidraulic, se vor monta la o sondă cu mediu coroziv, ele fiind intercalate la un cap de erupţie provenit din import.

În paralel, s-au făcut, sau sînt în curs, cercetări pentru realizarea completă a unui cap de erupţie de 700 bar cu două braţe. Ca şi în cazul precedent, reperele expuse mediului coroziv se execută din oţel puternic aliat 5 Mo N C 180 (max. 0,15% C; 1 ... 2% Mn; 17 ... 19% Cr; 8 ... 11% Ni; 2 ... 3% Mo). Piesele din acest oţel se execută de Întreprinderea „Griviţa Roşie".

Oţelul a fost elaborat pe baza încercărilor făcute la Intreprinderea „Griviţa Roşie" şi în paralel la ICEM. Piesele în stare forjată şi tratate termic corespunzător au fost livrate şi prelucrate. După prelucrarea completă, capul de erupţie urmează să fie asamblat, probat şi, pe baza unui program, încercat la sondă.

Concluzii şi recomandări

Acţiunile de cercetare de pînă acum permit a trage unele concluzii de importanţă privind asimilarea în ţară a echipamentelor din exploatarea sondelor de ţiţei şi gaze, rezistente la medii corozive de hidrogen sulfurat şi bioxid de carbon în prezenţa apei sărate şi supuse la eforturi de tracţiune, presiune şi temperaturi ridicate. Concluziile se referă la cunoaşterea mai precisă a fenomenului şi cauzelor coroziunii fisurante, agresivitatea mediului coroziv, alegerii oţelurilor şi calităţii acestora, modul de elaborare şi tratamentului mecanic şi termic pentru a corespunde anumitor cerinţe. Printre acestea se pot enumera cîteva ca fiind mai importante şi semnificative.

Se cunosc mai bine fenomenele şi pericolul pe care îl reprezintă coroziunea fisurantă sub tensiune, datorită mediului şi solicitărilor pieselor expuse acestui mediu.

- **Mediul din sondele de pe structura Bibeşti-Turburea este coroziv, cu conţinut de hidrogen sulfurat şi bioxid de carbon, cu apă sărată şi gaze. În urma experimentărilor se va putea stabili dacă oţelurile slab aliate pot rezista acestui mediu sau numai unui mediu mai puţin coroziv, de exemplu fără prezenţa apei sărate.**
- **Oţelurile turnate nu sînt recomandate a se întrebuinţa în mediile care le expun coroziunii fisurante sub tensiune.**
- **Se recomandă oţeluri cu conţinut mic de carbon care le situează în zona structurilor perlitice, fiind mai puţin dure, însă mai ductile.**
- **Gradul de puritate şi omogenitate a oţelului trebuie să fie ridicat (punctajul incluziunilor nemetalice max. 2), obţinut prin elaborare în cuptoare electrice cu degazare în vid.**
- **Tratamentul termic trebuie condus astfel încît la călire să se obţină martensită în proporţie de 100%, iar temperatura de revenire să fie aleasă în mod corespunzător pentru obţinerea unei structuri de sorbită fin globulizată şi cu durităţi de max. 22 HRC (230 HB).**
- **Gradul de rugozitate a suprafeţelor trebuie să fie ridicat, suprafeţele să nu prezinte fisuri sau zgîrieturi.**
- **Pentru echipamente de adîncime, executate din oţeluri puternic aliate, rezultatele sînt bune şi definitive. Pentru echipamentele acestea din oţeluri slab aliate şi pentru echipamentele de suprafaţă (capul de erupţie) acţiunea este în faza ultimă de încercări la sonde.**

În baza rezultatelor de pînă acum şi a celor care se întrezăresc se va putea extinde gama oţelurilor care pot fi utilizate şi completa nomenclatorul echipamentelor petroliere de extracţie în aşa fel ca să se elimine aproape complet importul acestora şi să se creeze posibilităţi de export.

CZ : 621.22

Unele rezultate experimentale privind influența numărului de palete ale rotorului și statorului asupra parametrilor energetici ai frînelor hidraulice

Ing. **CRISTEA** Viorel — I.C.S.I.T.U.P.M.

Deși s-au realizat progrese în construcția frînelor hidraulice, fapt confirmat prin capacitățile de frînare substanțial mărite, factorii care contribuie la aceste progrese sînt analizați într-o măsură destul de redusă în literatura tehnică de specialitate. În prezenta lucrare sînt prezentate o serie de rezultate obținute de autor în cercetarea teoretică și experimentală a frînelor hidraulice.

Particularizînd ecuațiile fundamentale ale mașinilor hidraulice în cazul frînelor hidraulice se obțin, analizînd triunghiurile vitezelor la intrare și ieșirea din rotor și stator (fig. 1 și fig. 2) următoarele ecuații :

$$H_{Rth} = \frac{\omega}{g}\left[Y_R R_2 (u_{R2} + w_{R2}\cos\beta'_{R2}) - \right. \qquad (1)$$

$$\left. - Y_S R_1 v_{S2}\cos\alpha'_{S2}\right]$$

$$M = \frac{Q\gamma}{g}\left[Y_R R_2 (u_{R2} + w_{R2}\cos\beta'_{R2}) - \right. \qquad (2)$$

$$\left. - Y_S R_1 v_{S2}\cos\alpha'_{S2}\right]$$

În aceste relații :

H_{Rth} — este sarcina de pompare realizată de rotor ;

ω — viteza unghiulară ;

g — accelerația gravitației ;

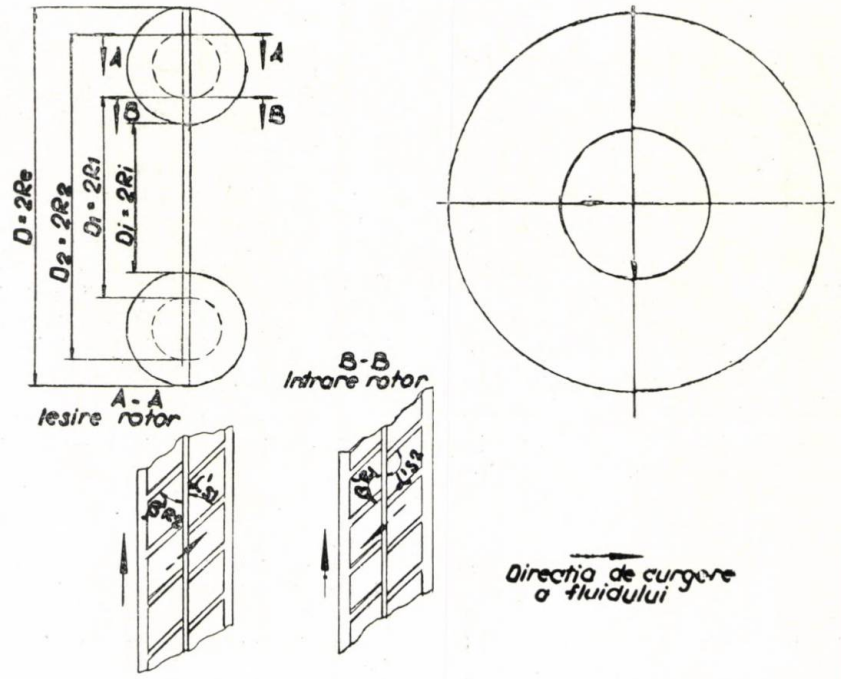


Fig. 1 Dimensiunile principale ale rotorilor și statorilor frînelor hidraulice.

Y_R, Y_S — coeficienți de pierdere datorită numărului finit de palete ;

R_2, R_1 — razele firului echivalent de lichid la ieșirea și intrarea în rotor ;

u_{R2} — viteza tangențială la ieșirea din rotor ;

w_{R2} — viteza relativă la ieșirea din rotor ;

v_{S2} — viteza la ieșirea din stator ;

$\beta'_{R2}, \alpha'_{S2}$ — unghiul paletelor la ieşirea din rotor respectiv stator ;

M — momentul de frînare realizat de frînă ;

γ — greutatea specifică a fluidului din frînă.

Pentru studiul frînelor hidraulice au fost stabilite o serie de relaţii geometrice generale ale circuitului hidraulic dependente de diametrul activ al rotorului $D = 2R_e$ şi de raportul :

Întrucît sarcina de pompare realizată de rotor se consumă prin pierderi de sarcină prin şoc H_{SC} la intrarea în rotor şi stator şi prin pierderi de sarcină prin frecare de-alungul circuitului hidraulic. H_{PF}, bilanţul energetic al frînelor hidraulice, considerînd energiile specifice, se exprimă în forma :

$$H_{Rth} = H_{SC} + H_{PF} \tag{8}$$

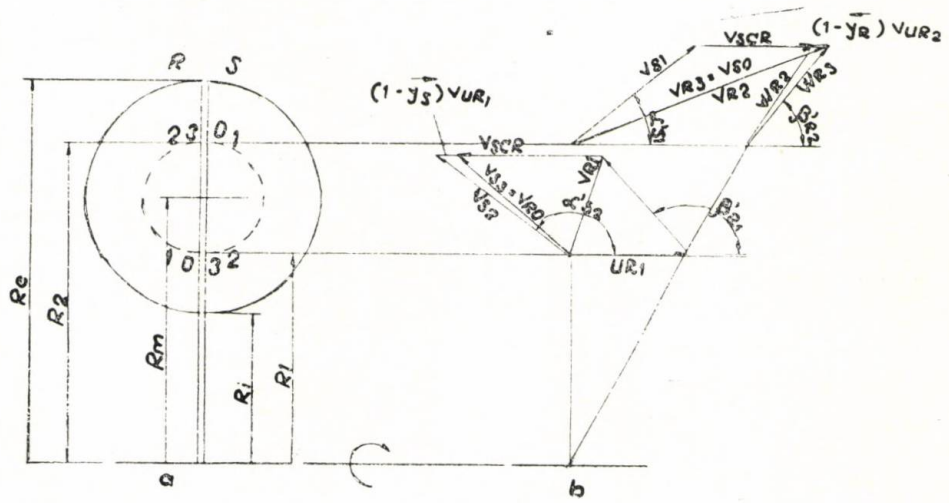


Fig. 2 Triunghiurile vitezelor la intrarea în rotor şi şi la ieşirea din rotor.

$$q_{ie} = \frac{R_i}{R_e}, \tag{3}$$

dintre razele interioară şi exterioară a rotorului :

$$R_2 = \frac{R_e}{2}\left(1 + \sqrt{\frac{1 + q_{ie}^2}{2}}\right) \tag{4}$$

$$R_1 = \frac{R_e}{2}\left(q_{ie} + \sqrt{\frac{1 + q_{ie}^2}{2}}\right) \tag{5}$$

$$q_{12} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{q_{ie} + \sqrt{\dfrac{1 + q_{ie}^2}{2}}}{1 + \sqrt{\dfrac{1 + q_{ie}^2}{2}}} \tag{6}$$

De asemenea, secţiunea efectivă la ieşirea din rotor se poate exprima în forma :

$$A_2 = \frac{\pi}{2} R_e^2 \left(1 - q_{ie}\right)\left(1 + q_{ie} - \frac{Z\sigma'}{\pi}\right) \tag{7}$$

în care apar :

Z — numărul paletelor ;

σ — coeficientul grosimii paletelor ;

$\sigma' = \dfrac{S'}{R_e}$, unde $S' = \dfrac{S}{\cos \beta'_{R2}}$

Considerînd muchiile paletelor radiale şi $\beta'_{R2} = 180° = \alpha'_{S2}$

se obţine :

$$H_{SC} = \frac{\varphi_{SC}}{2g}\left(u_{R1}^2 + u_{R2}^2\right) \tag{9}$$

unde apare coeficientul φ_{SC} (care ţine seama de faptul că energia pierdută prin şoc nu poate fi recuperată integral din punct de vedere mecanic) şi :

$$H_{PF} = \xi \frac{w_{R2}^2}{2g} \tag{10}$$

unde apare coeficientul global al pierderilor prin frecare ξ.

Pierderile de sarcină prin frecare se pot exprima şi sub forma :

$$H_{PF} = \lambda L_m \frac{x}{4A_2} \frac{w_{R2}^2}{2g} \tag{11}$$

unde :

λ — este coeficientul pierderilor de sarcină prin frecare longitudinală ;

L_m — lungimea firului de lichid echivalent ;

x — perimetrul udat al tuturor canalelor rotorului şi statorului.

Introducînd coeficientul de formă :

$$\tau = \frac{L_m x}{4A_2}, \qquad (12)$$

se obţine :

$$\xi = \lambda\tau \qquad (13)$$

Pornind de la relaţia generală a maşinilor hidraulice momentul de frînare este :

$$M = k_{mf}\pi^2 D^5 \qquad (14)$$

unde apare coeficientul capacităţii de moment k_{mf} considerat pentru frîna hidraulică cu un singur tor ; utilizînd relaţia exprimată anterior, se obţine, pentru k_{mf}, următoarea relaţie analitică :

$$k_{mf} = \frac{15}{40}\left(\frac{\pi}{30}\right)\frac{38}{g}\left(1+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}\right)^3 \cdot$$

$$\cdot\frac{\left(1-q_{ie}\right)\left(1+q_{ie}-\frac{Z\sigma}{\pi}\right)}{\sin^2\beta'_{R2}}\cdot \qquad (15)$$

$$\cdot\left\{\frac{\varphi_{SC}}{k_v}\left[1+\left(\frac{q_{ie}+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}\right)^2\right]\sin^2\beta'_{R2}+\frac{\xi}{k_v^3}\right\}$$

în care $k_v = \frac{u_{R2}}{w_{R2}}$ are expresia :

Relaţia (15) evidenţiază toţi factorii care au influenţă asupra coeficientului k_{mf} şi anume

- raportul $q_{ie} = R_i/R_e$ caracterizînd proporţiile geometrice ale frînei ;
- unghiul de înclinare al paletelor, β'_{R2} ;
- coeficientul global al pierderilor prin frînare, ξ ;
- coeficientul pierderilor de sarcină prin şoc, φ_{SC} ;
- greutatea specifică γ a fluidului de frînă.

Luînd în considerare domeniile de variaţie posibile ale mărimilor enumerate şi anume $q_{ie} = 0{,}25 \ldots 0{,}6$; $\beta'_{R2} = 10° \ldots 90°$; $\xi = 025 \ldots 1$; $\varphi_{SC} = 0{,}5 \ldots 6$; $\gamma = 1000$ kgf/m^3 ; $g = 9{,}81$ m/s2, s-a elaborat un program de calcul pentru coeficientul capacităţii de moment care a fost rulat pe un calculator electronic IBM 370.

În baza rezultatelor obţinute, s-a putut evidenţia influenţa diferiţilor factori asupra coeficientului k_{mf}. Un exemplu în acest sens este prezentat în figura 3.

$k_{mf} = f(\beta'_{R2})$ pentru $\varphi_{S1} = 1$ şi $q_{ie} = 0{,}4$

Pentru verificarea experimentală a relaţiilor stabilite a fost realizată o frînă hidraulică model experimental la scară redusă FH 200 (fig. 4) cu diametrul activ $D = 0{,}200$ m. În varianta sa iniţială rotorul şi statorul au fost executaţi prin turnare din ATS 12 în două variante cu $\beta'_{R2} = 45°$, respectiv $\beta'_{R2} = 35°$. Numărul paletelor a fost iniţial $Z_R = 9$ şi $Z_S = 8$,

$$R_v = \frac{\left(1+\frac{q_{ie}+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}\right)(\sin 2\beta'_{R2}) \pm}{2\left\{2-\varphi_{SC}\left[1+\left(\frac{q_{ie}+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}\right)^1\right]\right\}(\sin^2\beta'_{R2})}$$

$$\pm\frac{\sqrt{\left(1+\frac{q_{ie}+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}\right)(\sin^2\beta'_{R2})+4\xi\left\{1+\left(\frac{q_{ie}+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}\right)^2\right]\right\}(\sin^2\beta'_{R2})}}{2\left\{2-\varphi_{SC}\left[1+\left(\frac{q_{ie}+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}{1+\sqrt{\frac{1+q_{ie}^2}{2}}}\right)^2\right]\right\}(\sin^2\beta'_{R2})} \qquad (16)$$

Fig. 3 Relația dintre coeficientul K_{mf} și unghiul paletelor.

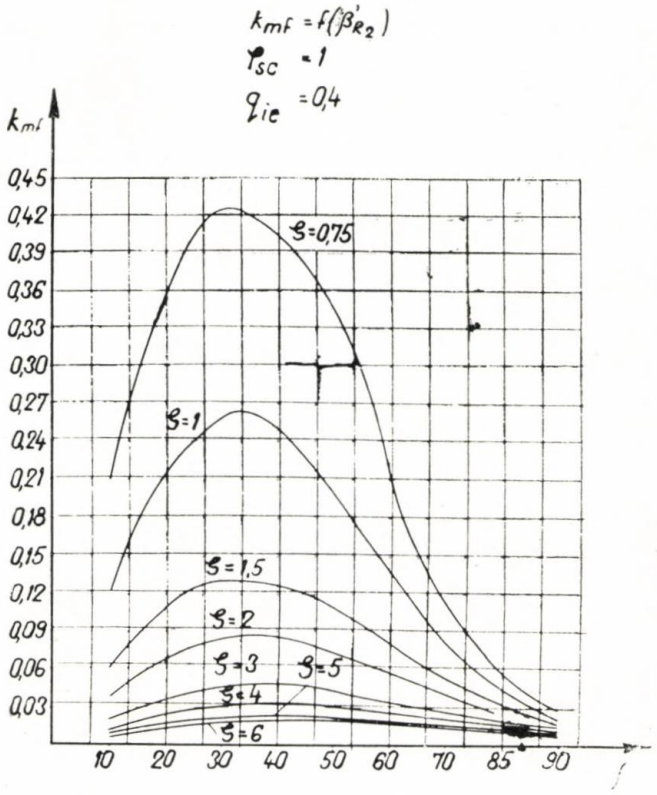
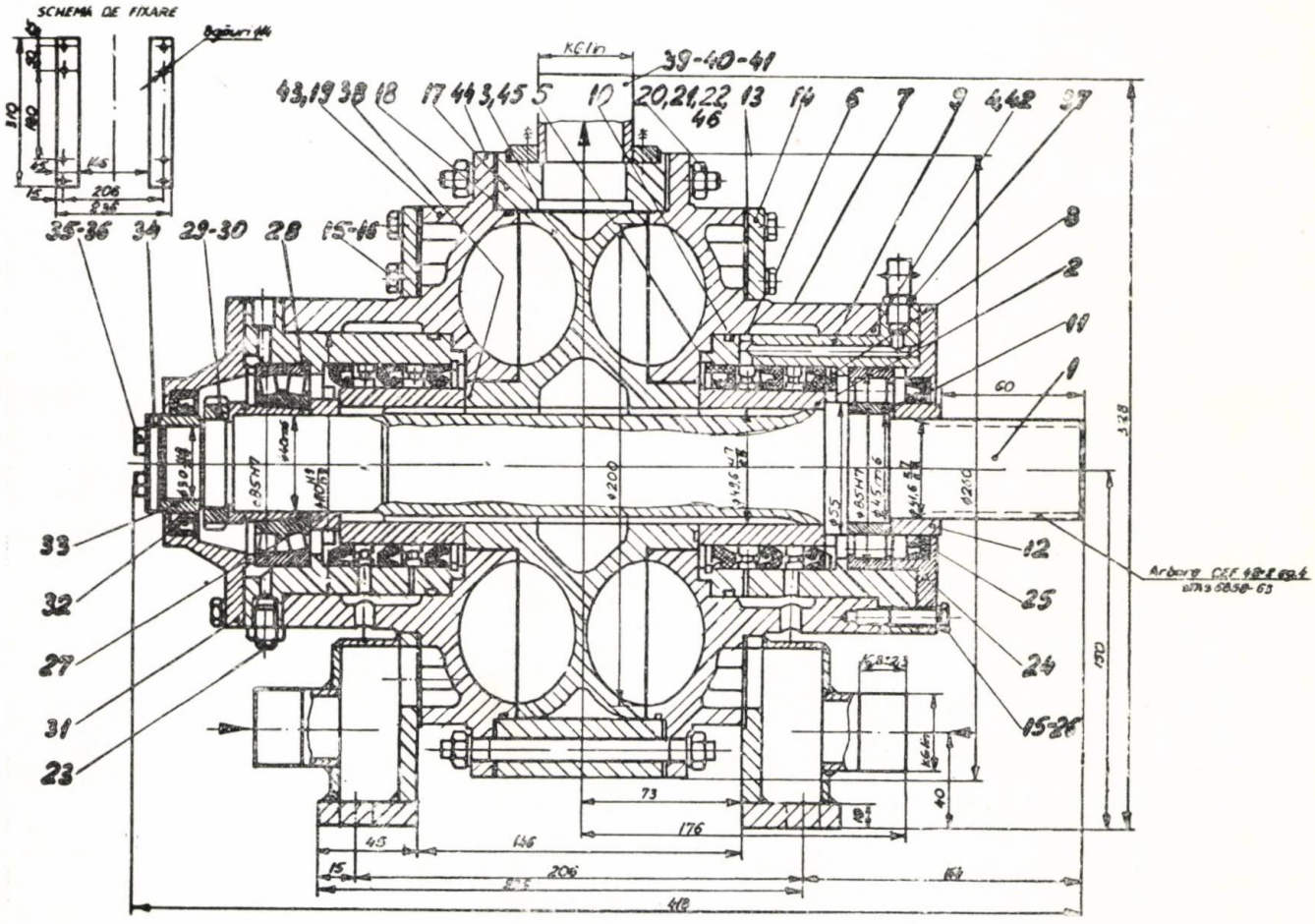


Fig. 4 Frîna hidraulică model experimental la scară redusă FH 200.



iar grosimea paletelor prevăzută în desen de 3 mm. Pentru a se asigura turnarea s-au acceptat gosimi de 4 mm la stator, dar în realitate paletele rotorului au fost de 4—5 mm, iar a paletelor statorului de 6 . . . 8 mm.

Ulterior s-au realizat şi alte variante de rotori cu corpul masiv din oţel laminat şi cu paletele din tablă din oţel asamblate în corp prin sudură cu un număr Z_R/Z_S de 9/8, 13/12 şi 17/16 palete.

În analiza efectuată se consideră numărul mediu de palete :

$$Z = \frac{Z_R + Z_S}{2} \qquad (17)$$

În continuare variantele realizate se vor nota cu T 9/8, A 9/8, A 13/12 şi A 17/16, T şi A simbolizînd execuţia turnată respectiv asamblată prin sudură, iar cifrele — numărul de palete rotorice, respectiv statorice.

Încercarea diferitelor variante a constat în parcurgerea curbei $M_{fh} = f(n)$ în ambele sensuri, cu o reglare a turaţiei motorului electric în aşa fel ca efectele dinamice să fie minime.

Încercarea primei variante a condus la determinarea unui coeficient $k_{mf} = 0{,}0325$, mult inferior faţă de valorea $k_{mf} = 0{,}150$ montată, indiferent de mărimea unghiului β'_{R2} al paletelor (45° sau 35°).

Odată cu începerea variantelor îmbunătăţite în afară de creşterea substanţială a momentului de frînare ca urmare a măririi numărului de palete s-a pus în evidenţă influenţa importantă a creşterii presiunii lichidului de alimentare asupra mărimii momentului de frînare.

În mod practic, de la curba tipică T 9/8 din prima etapă, s-a ajuns la curbele din figura 5.

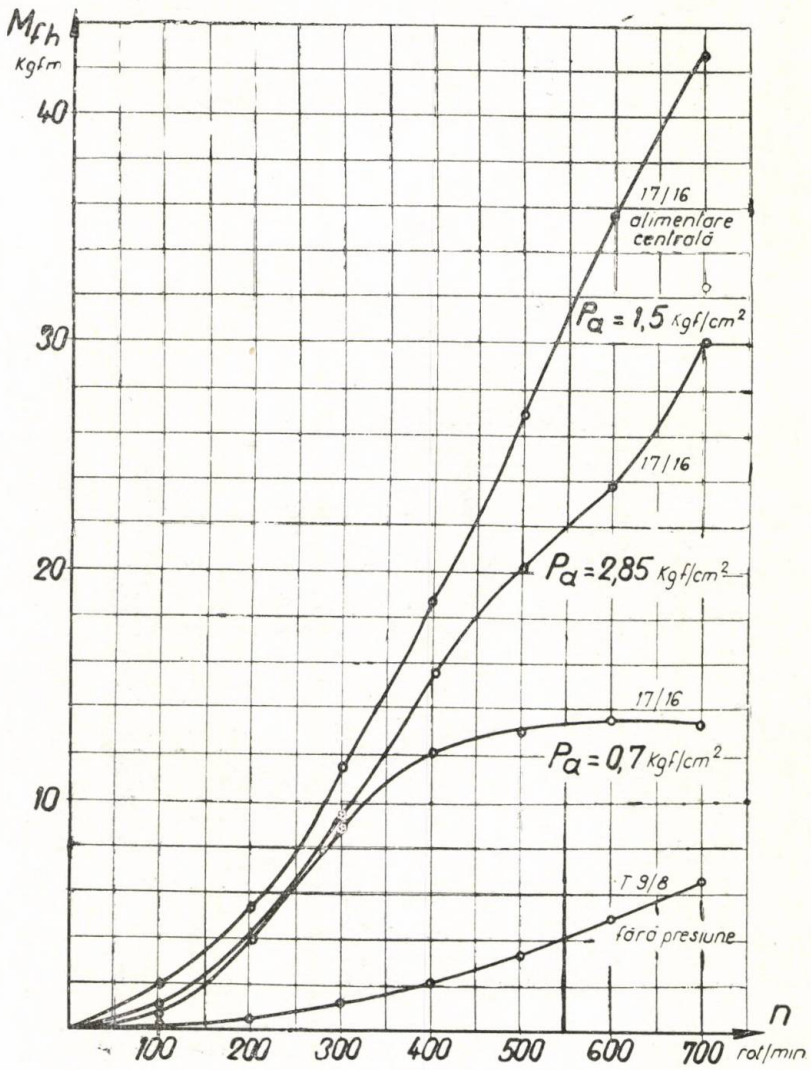


Fig. 5 Curbe experimentale $M_{fh} = f(n)$ la diferite variante ale frînei FH 200.

În cursul încercărilor s-a evidențiat și un fenomen de histerezis între curbele dus și întors, ca abateri diferite de la parabola $M_{fh}=f(n)$ la momente crescătoare și descrescătoare.

Inițial acest fenomen a fost pus pe seama sistemului de alimentare, presupunîndu-se că prin acesta se introduce aer de frînă. Prin măsurători de presiune în interiorul frînei și prin urmărirea presiunii în funcție de turație s-a ajuns la concluzia că momentul desprinderii de pe parabolă a curbei $M_{fh}=f(n)$ coincide cu apariția unor zone depresionare în frînă, cu funcționare pe curbe diferite la dus și întors.

Din încercările efectuate a rezultat că desprinderea de pe parabolă a curbei $M_{fh}=f(n)$ are loc la turații mai mari, pentru presiuni mai mari ale lichidului de alimentare.

Alimentarea cu apă în zona centrală a torului inițial s-a făcut prin simple găuri în peretele statorului și a avut ca efect atenuarea accentuată a fenomentului de desprindere de pe parabolă.

În faza determinărilor experimentale efectuate pentru diferite variante încercate, s-au determinate — prin recalculare, conform relațiilor prezentate anterior — o serie de parametri de funcționare cu sarcina de pompare H_{Rfh}, debitul Q, debitul unitar Q_{11}, coeficientul global al pierderilor prin frecare ξ, pentru coeficientul de șoc $\varphi_{SC}=1$ și coeficientul vitezelor k_v așa cum este evidențiat în figura 6 pentru varianta cu 17/16 palete.

Pentru a se putea scoate în evidență influența presiunii lichidului de alimentare, concomitent cu a numărului de palete, s-au determinat pentru toate variantele, pornind

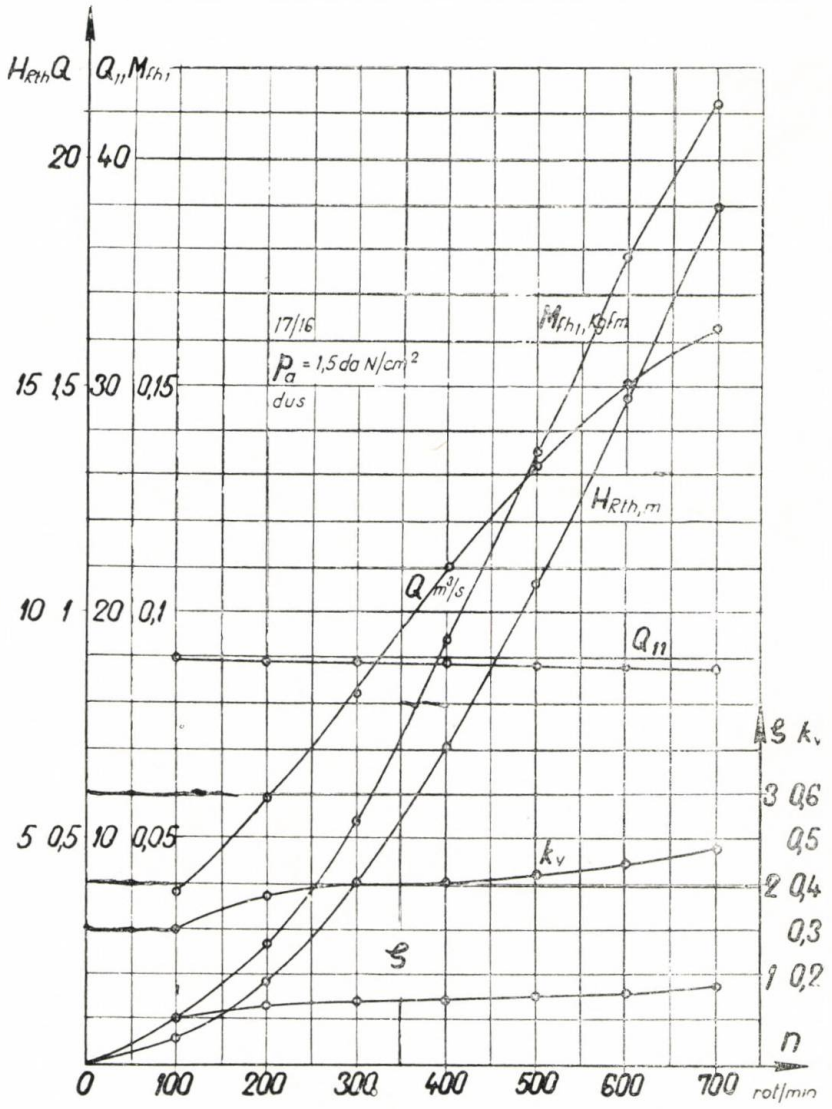


Fig. 6 Parametrii de funcționare H_{Rth}, Q, Q_{11}, ξ și k_v pentru $\varphi_{SC}=1$.

de la valorile momentului de frînare M_{fh} pentru o aceeași turație n=400 rot/min., parametrii de funcționare sarcina de pompare H_{Rth}, debitul Q, debitul unitar Q_{11}, coeficientul global al pierderilor prin frecare ξ și coeficientul vitezelor k_v.

În baza rezultatelor obținute s-au trasat în figura 7, pentru variantele caracterizate prin numere diferite de palete rotorice și statorice, la turația de funcționare n=400 rot/min., în funcția de presiunea lichidului de alimentare, curbele $M_{fh} = f \cdot (P_a)$.

S-a ales turația de 400 rot/min. pentru a se considera numai regiuni de funcționare la care la nici o presiune nu apar desprinderi sensibile de la parabola corespunzătoare curbei teoretice $M = k_{mf} n^2 D^5$.

Din curbele respective reiese, în mod pregnant, influența deosebită a numărului de palete, a presiunii lichidului de alimentare și a alimentării centrale în zona depresionară.

Conform rezultatelor experimentale obținute se pot reprezenta într-o diagramă prin puncte perechile de valori ale coeficienților λ și k_v, corespunzătoare acelorași regimuri de funcționare. Din figura 8 se observă că pentru fiecare variantă de numere de palete la rotor și stator punctele sînt grupate pe o dreaptă diferită trecînd prin origine.

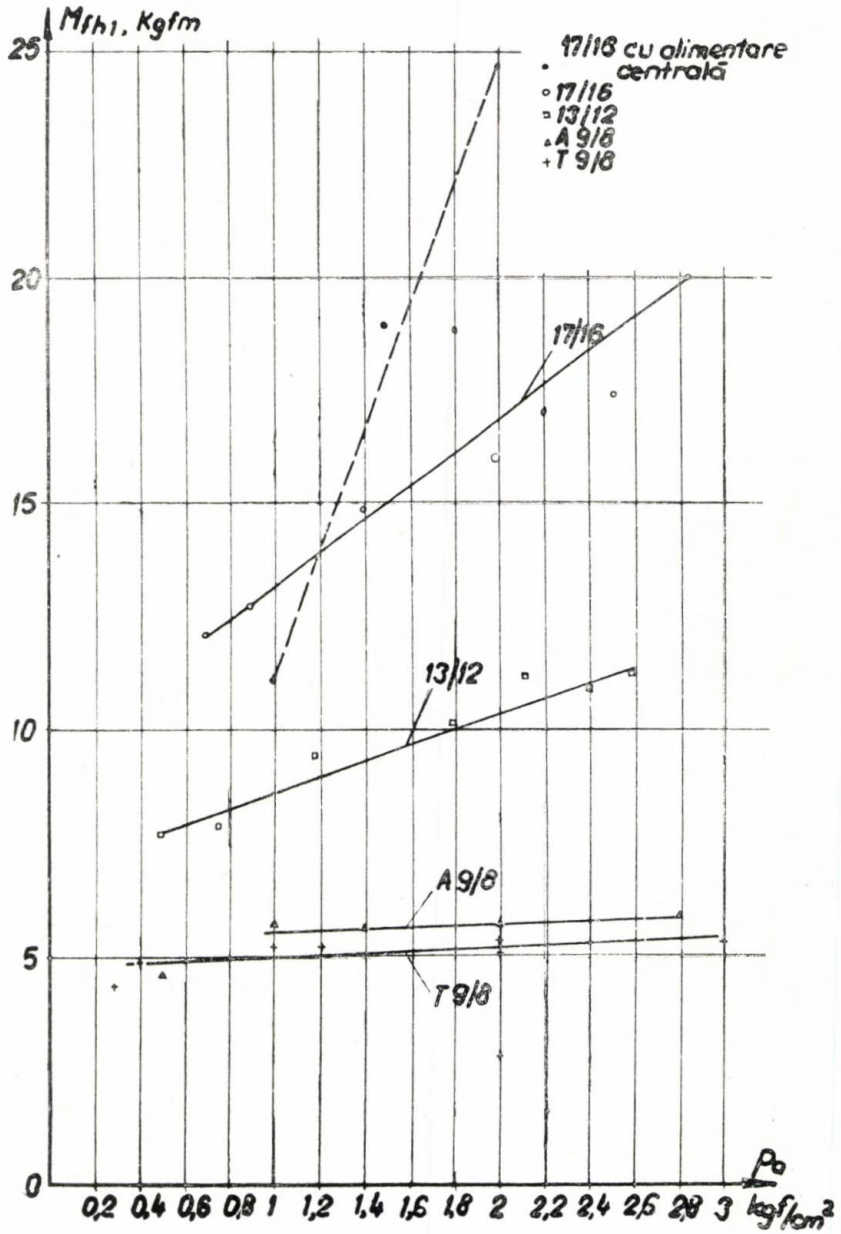


Fig. 7 Curbele $M_{fh} = f(P_a)$ pentru variantele încercate.

Relația dintre λ și k_v este lineară, dar cu pantă diferită pentru fiecare variantă. Creșterea presiunii lichidului de alimentare acționează în sensul micșorării coeficientului pierderilor prin frecare longitudinală λ.

lare, ceea ce face ca mărimea φ să poată fi considerată echivalentă cu inversul coeficientului vitezelor $k_v = u_{R2}/v_{m2}$ utilizat în lucrare.

În figura 9 s-au reprezentat în coordonate logaritmice punctele de funcționare pentru

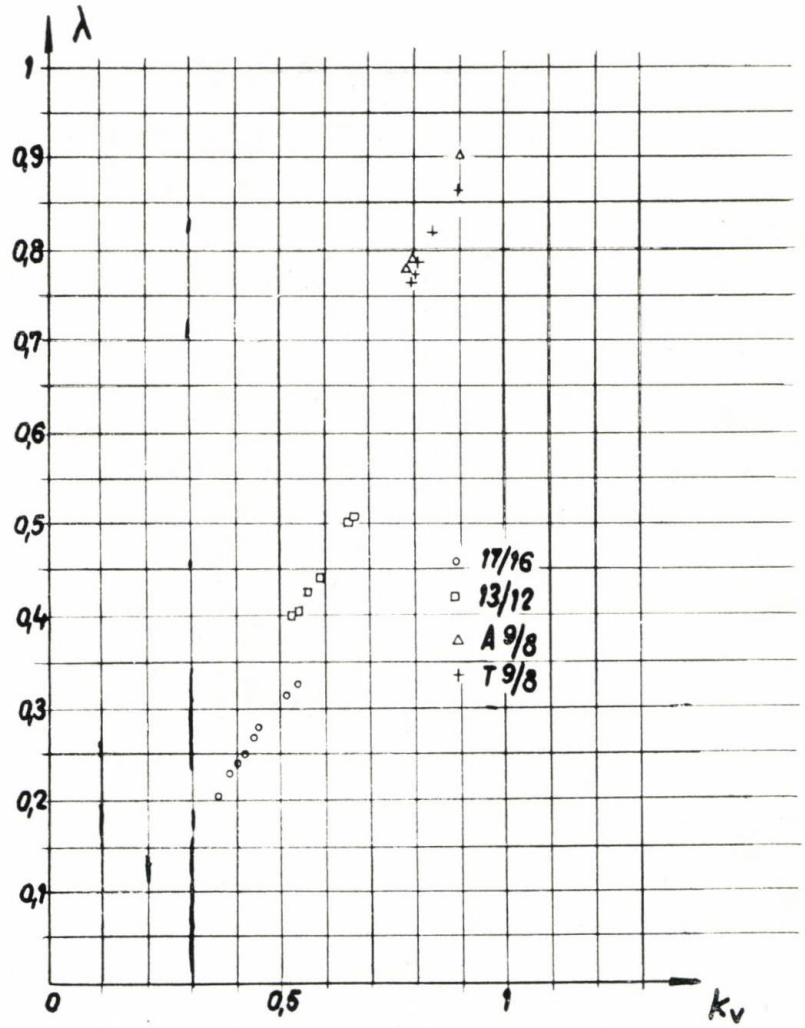


Fig. 8 Relația $\lambda = f(k_v)$ pentru variantele încercate.

Pentru caracterizarea prin puncte a diferitelor regimuri de funcționare a turboambreiajelor, poate fi preluată reprezentarea utilizată în [4] prin perechea de valori : coeficientul λ_R, caracterizînd pierderile de sarcină prin frecare (similar cu ξ, pentru că $\lambda_R = H_{HP}/w^2/2g$) și mărimea $\frac{Z}{2\pi}\varphi$ unde Z este numărul de palete iar φ coeficientul de viteză $\varphi = w_2/u_2$, w fiind viteza relativă la ieșirea din rotor iar u_2 viteza tangențială în același punct.

Reprezentarea respectivă se referă la turboambreiaje cu unghiul de înclinare al paletelor de 90° la care w_2 și u_2 sînt perpendicu-

cele trei variante de numere de palete Z, la aceeași turație de 400 rot/min., caracterizate prin perechile de valori $\xi = \lambda_R$ și $\frac{Z}{2\pi}\frac{1}{k_v} = \frac{Z}{2\pi}\varphi$

Se observă că valorile coeficienților ξ se situează, pentru cele trei variante, pe trei drepte diferite ca înclinare. În figură este reprezentată și porțiunea de curbă $\lambda_R = f\left(\frac{Z}{2\pi}\varphi\right)$, [4] care, în domeniu aferent, este tot o dreaptă.

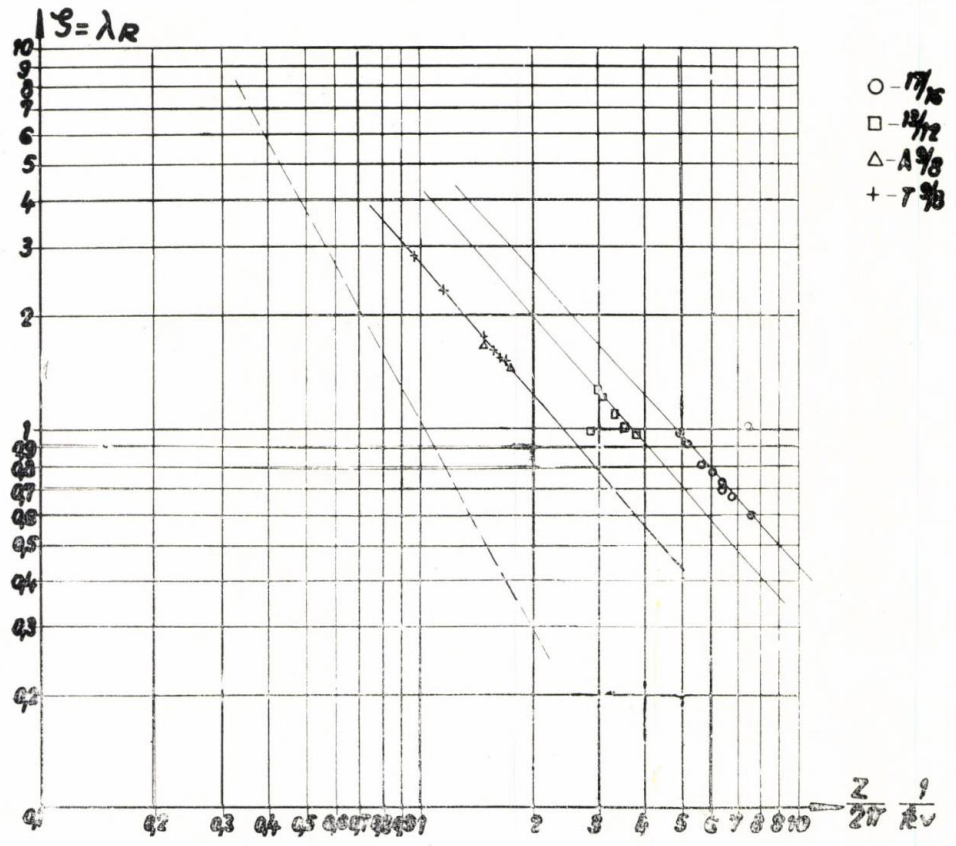


Fig. 9 Relaţia $\xi = f\left(\frac{Z}{2\pi}\frac{1}{k_v}\right)$.

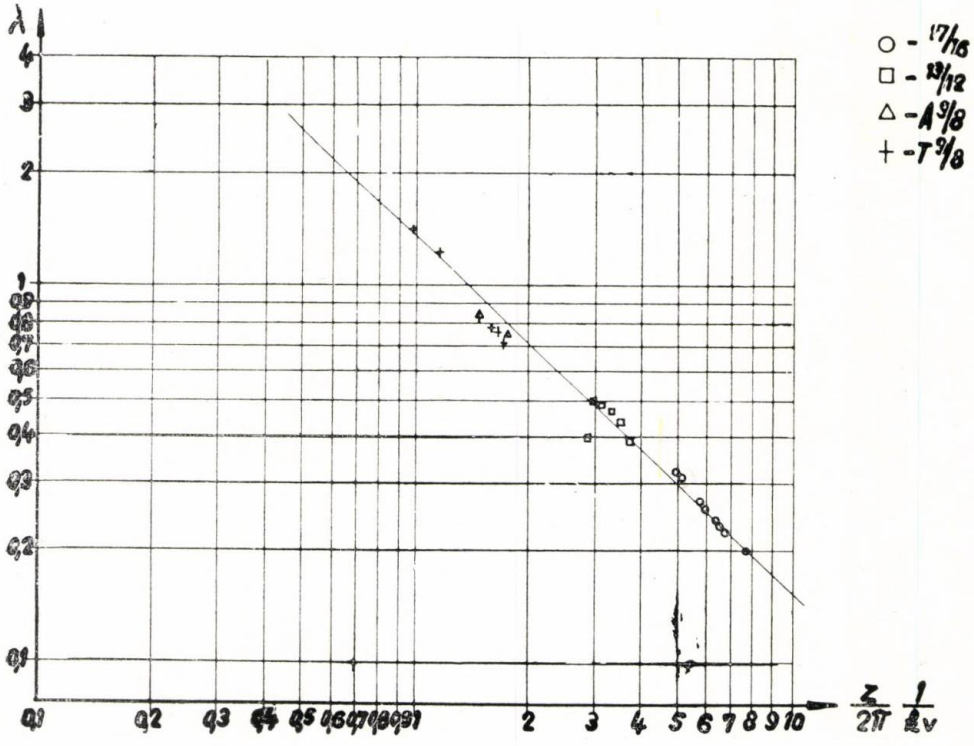


Fig. 10 Relaţia $\lambda = f\left(\frac{Z}{2\pi}\frac{1}{k_v}\right)$.

În [4] este indicată relația :

$$\lambda_R \left(\frac{Z}{2\pi} \varphi \right)^2 = 1{,}1. \qquad (18)$$

care acoperă însă întreg domeniul considerat de punctul de funcționare, mai extins decît porțiunea lineară aferentă valorilor $\frac{Z}{2\pi} \frac{1}{k_v}$ rezultate din încercările efectuate la frînele hidraulice în cadrul lucrării de față.

În figura 10 s-au reprezentat în coordonate logaritmice punctele de funcționare, la aceeași turație de 400 rot/min,, pentru cele trei variante de numere de palete caracterizate prin perechile de valori λ și $\frac{Z}{2\pi} \frac{1}{k_v}$. Se observă că toate punctele de funcționare rezultate din încercări se situează în această reprezentare pe o singură dreaptă înclinată la circa 45°. Ecuația dreptei este :

$$\lambda \frac{Z}{2\pi} \frac{1}{k_v} = 1{,}5 \qquad (19)$$

Se observă că varianta cu 17/16 palete se diferențiază prin valorile cele mai mici ale coeficientului pierderilor prin frecare longitudinală λ, acestea scăzînd odată cu creșterea presiunii lichidului de alimentare.

Concluzii

Relațile elaborate de autor în cadrul cercetării teoretice a frînelor hidrodinamice au fost confirmate prin încercările efectuate cu un model experimental la scară redusă.

Încercările efectuate au scos în evidență influența a doi factori importanți și anume presiunea lichidului de alimentare a frînei și umărul paletelor rotorului și statorului.

Influența numărului de palete asupra performanțelor frînei hidraulice nu este evidențiată în literatura tehnică. După cum se arată în lucrare în afara influenței numărului de palete asupra momentului de frînare s-a evidențiat o dependență experimentală între coeficientul global al pierderilor prin frecare ξ respectiv coeficientul pierderilor prin frecare longitudinale λ și mărimea $\frac{Z}{2\pi} \cdot \frac{1}{k_v}$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anton, I.:* Influența parametrilor geometrici și cinematici asupra caracteristicilor energetice cavitaționale ale turbinelor axiale (I și II). Studii și cercetări de mecanică aplicată. 1971, Tomul 30, nr. 3 și nr. 4.

[2] *Cristea, V.:* Aspecte ale utilizării frînelor hidraulice la troliile de foraj. Petrol și Gaze, XIX (1960),nr. 10.

[3] *Cristea, V.:* Contribuții la cercetarea teoretică și experimentală a frînelor hidraulice (manuscris).

[4] *Oprecht, U.:* Untersuchungen von hydrodynamischen Kupplunngen.

CZ : 622.24

Realizări și tendințe în construcția sapelor și corector — stabilizatoarelor pentru foraj minier

Ing. Mihai **TOPCIU**, ing. Ion **MOHORA**, ing. Nicolae **MEREANU** — I.C.S.I.T.U.P.M.

În condițiile actuale, cînd descoperirea de noi surse de energie reprezintă o problemă de interes major, forajul găurilor de diametru mare constituie o necesitate primordială.

Exploatarea unor minerale utile sau cărbuni, situate în condiții geologice și hidrogeologice dificile (adîncimi mari, viituri de ape, caverne, emanații de gaze, etc.), executarea găurilor de aerisire sau de salvare în mine, forarea galeriilor miniere sau a tunelurilor, a găurilor pentru pilonii de poduri, a rezervoarelor subterane etc. constituie obiective care se pot atinge cu ajutorul forajului găurilor de diametru mare.

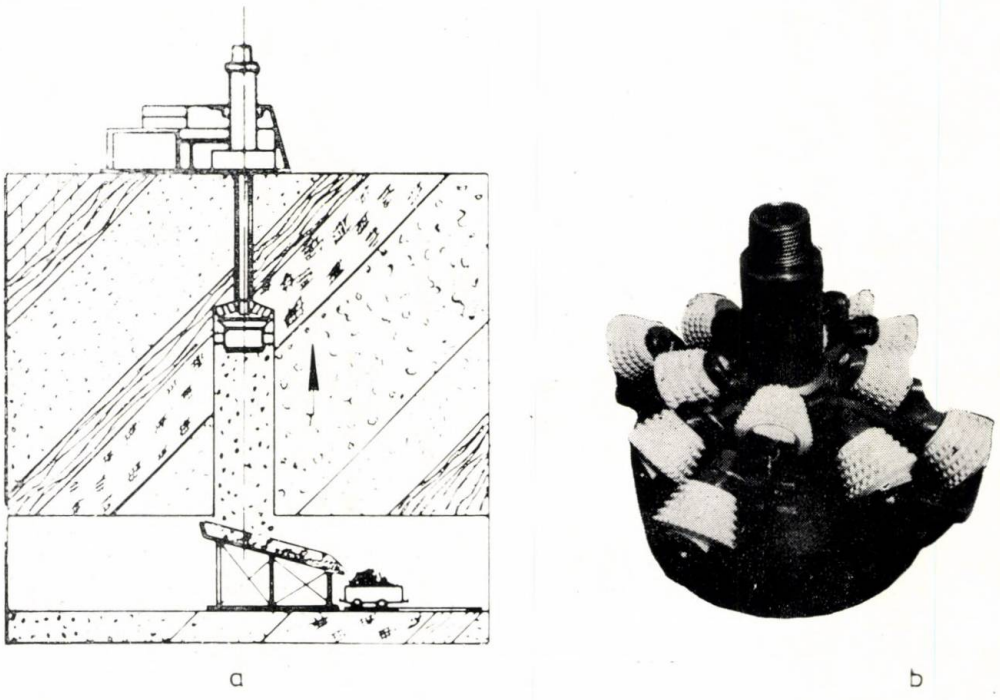
Extrapolat de la forajul puțurilor petroliere sau de gaze naturale, forajul rotativ al găurilor mari se aplică oricăror tipuri de roci, fiind rațional și economic în comparație cu metodele convenționale (manual, prin explozii).

Forajul de diametre mari, folosind sape adecvate, prezintă următoarele avantaje în comparație cu metodele convenționale :

- cost și consum de energie redusă ;
- configurație geometrică perfectă a găurii ;
- eliminarea accidentelor umane, a îmbolnăvirilor profesionale ;
- reducerea muncii manuale ;
- timp redus de foraj ;
- posibilitatea forării în zone populate, prin eliminarea săpării la suprafață ;
- executarea unor găuri în situații cînd folosirea metodelor convențonale nu este posibilă (viituri de ape, emanații de gaze, etc.).

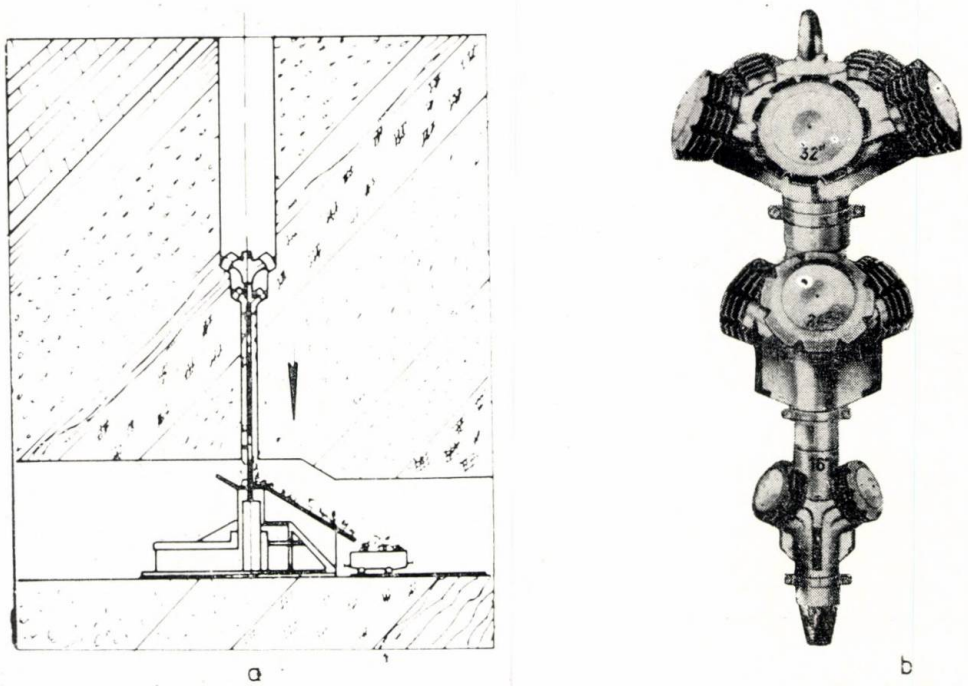
În scopul forării găurilor mari, pe plan mondial firmele constructoare au cercetat și realizat sape și corector-stabilizatoare de construcții speciale în ceea ce privește corpurile, elementele tăietoare și elementele de spălare a tălpii.

Încă din anul 1953, firmele constructoare de sape din SUA (Hughes, Smith, Security, Reed etc)., în urma experienței lor în forajul petrolier și în baza unor cercetări minuțioase, au început să creeze sape speciale pentru foraj minier, dezvoltînd continuu capacităţi-



a b

Fig. 1 Foraj ascendent.
a) schema metodei de foraj
b) sapa lărgitoare cu role pentru foraj ascendent



a b

Fig. 2 Foraj descendent
a) schema metodei de foraj
b) sapa lărgitoare cu role pentru foraj descendent

le de producție, iar în momentul de față avînd linii de fabricație speciale pentru sapele de foraj minier.

În funcție de obiectivul lucrării și metoda de foraj (instalația disponibilă) se impune alegerea unor anumite tipuri constructive de sape și anume :

a) sape lărgitoare cu role pentru foraj ascendent (fig. 1), sau descendent (fig. 2), utilizate pentru realizarea de găuri în exploatări

Dintre firmele străine constructoare de astfel de scule de foraj menționăm :

— HUGHES ; REED ; SMITH ; SECURITY, ROBBINS, INGERSOLL-RAND-SUA ;
— WIRTH, DEMAG, SÖDING — R.F.G. ;
— KOMATSU — JAPONIA.

Ansamblele rolă care echipează sapele sînt schimbabile, avînd construcția părții tăietoare formată din dinți frezați, armați cu material dur granular (fig. 3.c), discuri și știf-

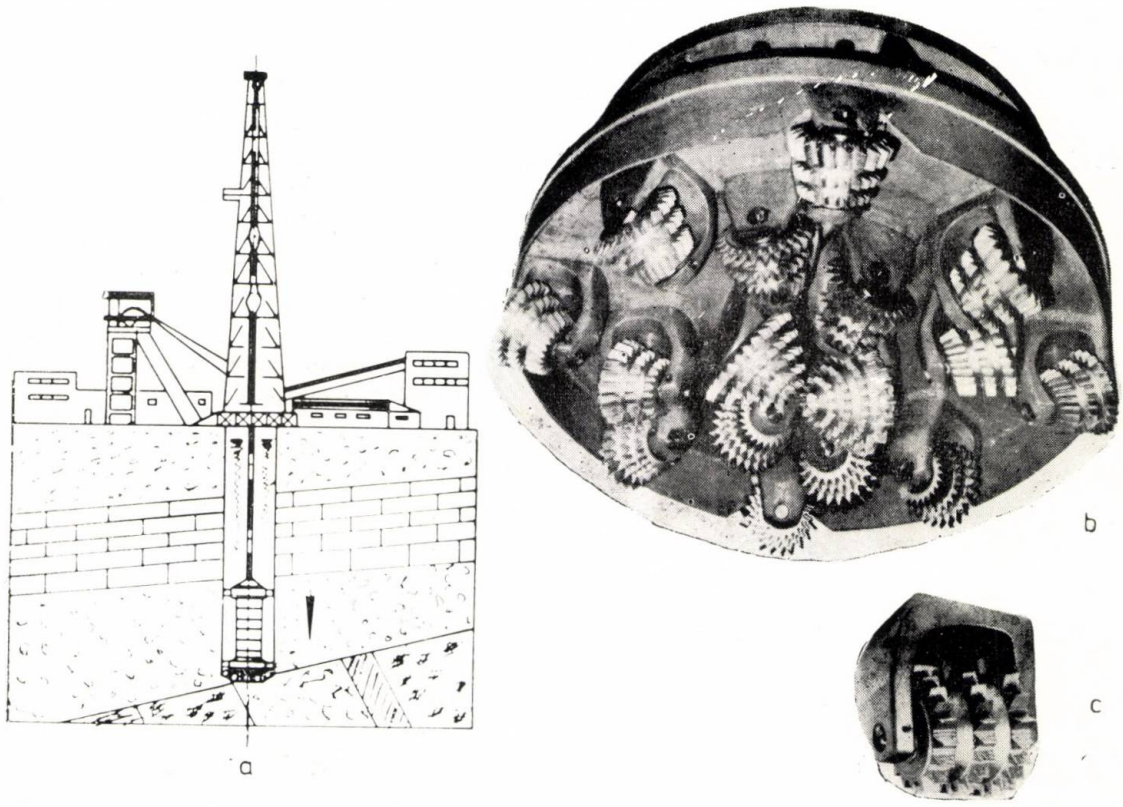


Fig. 3 Foraj puțuri miniere
a) schema metodei de foraj
b) sapa cu role multiple pentru forajul puțurilor miniere
c) ansamblu rolă—jug.

miniere cu evacuarea detritusului prin cădere liberă, cu posibilitatea injecției de apă pentru răcirea rolelor sau umectarea detritusului, avînd diametrele cuprinse între 300 .. 2500 mm.

b) sape cu role multiple pentru forajul puțurilor miniere sau găurilor de fundație (fig. 3), evacuarea detritusului făcîndu-se cu fluid de foraj cu circulație inversă (absorbție, aer-lift) sau cu circulație inversă și injecție de fluid pe talpă, avînd diametrele cuprinse între 1000 . . . 7500 mm.

c) sape cu role pentru forajul galeriilor (tunelelor) (fig. 4) în scopuri miniere, hidrotehnice, etc., cu evacuarea mecanizată a detritusului, avînd diametrele cuprinse între 200 . . . 7500 mm.

turi din carburi metalice sinterizate (fig. 4.c), acoperind întreaga gamă de tipuri de roci de forat.

Lagărele sînt în construcție cu corpuri de rulare (role și bile) sau rulmenți standard (cu bilt, cu role cilindrice sau conice), etanșate, iar în cazurile de foraj cu lichid, avînd compensatoare de presiune pentru echilibrarea presiunii din interiorul rolei cu cea din exterior.

Formele, dimensiunile și sistemul de fixare a ansamblelor rolă pe corpul sapei sînt caracteristice fiecărei firme constructoare (brevetate) [3].

Regimurile de foraj recomandate sînt în funcție de tipul rocii, de diametrul și construcția sapei, precum și de posibilitățile instalației de foraj, turațiile sapelor fiind între

18 ... 48 rot/min, pentru diametre între 24 la 48 in, 16 ... 24 rot/min. pentru diametre cuprinse între 48 ... 84 in și 6 ... 16 rot/min pentru diametre peste 84 in, apăsarea pe sapă variind între 0,5 ... 4 t/in.

Avînd în vedere necesitățile de ordin energetic și de valorificare a resurselor de minerale utile, și în țara noastră s-au proiectat și executat diferite tipuri de sape și corectoare-stabilizatoare pentru echiparea instalațiilor de forat găuri mari. Specialiștii români pe baza experienței în proiectarea sapelor pentru foraj petrolier, au proiectat diferite tipodimensiuni de sape, corectoare-stabilizatoare și sape lărgitoare pentru forajul găurilor miniere și pentru forajul găurilor mari, prezentate în tabelul 1 și tabelul 2. Unele dintre ele au fost executate la Intreprinderea „1 Mai" Ploiești, Intreprinderea Mecanică Baia Mare și în atelierele IFLGS de la Scăieni, în condițiile de dotare actuală, fără a fi necesare importuri.

Problemele specifice de care a trebuit să se țină seama la proiectarea acestor tipuri de scule de foraj au fost cele referitoare la repartizarea rolelor astfel încît să acopere în timpul rotației sapei întreaga talpă, la numărul rolelor pentru asigurarea unei viteze mecanice optime și unei uzuri uniforme, la dantură, rulmenți și fixarea rolelor pentru asigurarea unei durabilități mari de funcționare, la sistemul de circulație a fluidului de foraj pentru evacuarea completă a detritusului precum și la rezistența generală la solicitările complexe de la talpa sondei.

Forma geometrică a rolei rezultă din următoarele condiții :

— realizarea unei alunecări mici pe talpa sondei pentru obținerea unei uzuri abrazive minime a suprafeței tăietoare (danturii) a rolei (fig. 5) ;

— obținerea unor momente mici necesare rotirii sapei ;

— mărirea performanțelor lagărelor rolei.

Din aceste condiții rezultă alegerea unei forme tronconice a rolei.

Diametrul maxim al rolei *d* rezultă din condiția de turație maximă a rolei de 120 rot/min. depinzînd de diametrul de amplasare (D_0, D_1, D_2,) și de turația sapei [4], [5].

Se au în vedere echilibrarea duratelor de funcționare a danturii și lagărelor rolei, precum și considerentele de tipizare a dimensiunilor și posibilitățile tehnologice.

Lungimea rolei *1* se alege funcție de diametrul sapei (pentru realizarea acoperirii tălpii sondei), fiind condiționată de realizarea unei construcții echilibrate a rolei precum și de tipizarea dimensională.

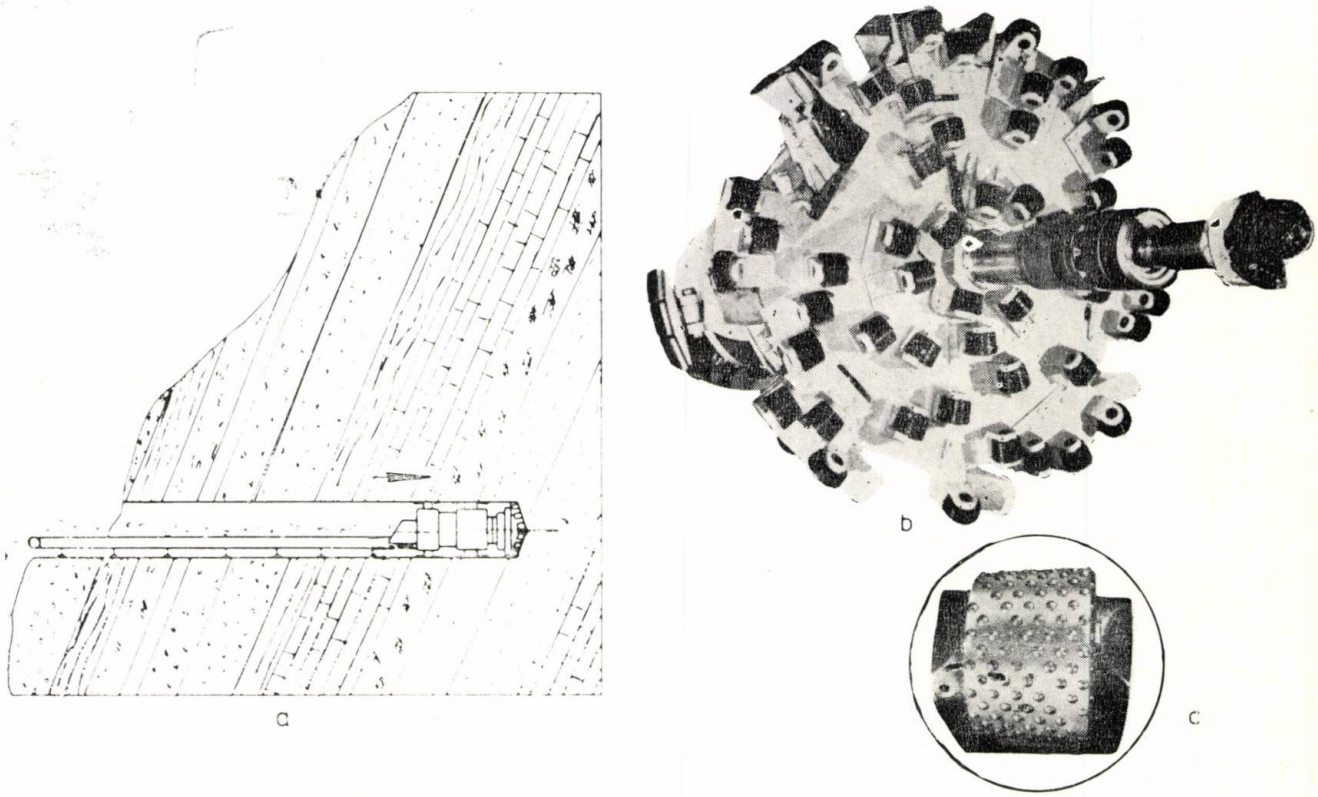


Fig. 4 Foraj galerii (tunele)
a) schema metodei de foraj
b) sapa lărgitoare cu role pentru forajul galeriilor (tunelelor)
c) ansamblu rolă—jug.

Sape lărgitoare cu role și corectoare stabilizatoare pentru foraj minier

Tabelul 1

Denumirea produsului și simbolul	Diametrul forat, Ds.		Diametrul găurii pilot, ds		Tipul rolei (conf. STAS 328—74)	Dantură din :	Instalația ptr. care este destinată	Obs.
	mm.	in.	mm.	in.				
Sapa lărgitoare cu role pentru foraj minier SLRM	304,8	12	212,7	8 3/8	MTA-CL	Oțel, circulară	Hausser (FMS-32)	omologate
	406,4	16	304,8	12				
	609,6	24	406,4	16				
	812,8	32	609,6	24				
	1016	40	812,8	32				
	1219,2	48	1016	40				
Sapă lărgitoare cu role pentru foraj minier 2-SLRM	304,8	12	190,5	7 1/2	M-L TA-CL MTA-KL	oțel oțel circulari știfturi din carburi sinterizate	FMS-32	
	558,8	22	558,8	12				
	812,8	32	304,8	22				
	1016	40	812,8	32				
Stabilizator cu lame fixe pentru foraj minier SM	406,4	16	—	—	—	—	FMS-32	—
	558,8	22						
	609,6	24						
	812,8	32						
	1016	40						
	1219,2	48						
Sapă lărgitoare cu role ptr. foraj ascendent SLRA	914,4	36	244,5	9 5/8	M ; MTA ; TA ; TA_1 ; MTA-K ; TEA-K ;	dantură din oțel știfturi din carburi sinterizate	FM-200 FSM-125	omologate
	1219,2	48	244,5	9 5/8				
	1219,2	48	295	11 5/8				
	1219,2 E	48	244,5	9 5/8	Model experimental			
Lărgitor cu role ptr. foraj ascendent LRA inclusiv corector-stabizator	1219,2	48	914,4	36	M ; MTA TA ; TA_1 ; MTA-K ; TA_1-K ; TEA-K		FM-200 FMS-125	
	1524	60	1219,2	48				
	1828,8	72	1219,2	48				
Corector-stabilizator cu role ptr. foraj ascendent CS	914,4	36	—	—	M	Oțel știfturi din carburi sinterizate		role lise pentru stabilizator
	1219,2	48	—	—	EA			

Sape cu role multiple și corectoare — stabilizatoare pentru foraj găuri mari

Tabelul 2

Denumirea produsului și simbolul	Diametrul forat DS		Diametrul prăjinii de foraj		Tipul rolelor conf. STAS 328-74	Danturi din :	Instalația ptr. care este destinată	Obs.
	mm.	in	mm.	in				
Sape pentru foraj minier SMCI	1270	50	177,8	7	S, SM	Oțel	3 DH-200M	
	3600	141 3/4	273	10 3/4				experimentală
Sape pentru foraj minier SMDI	1270	50	177,8	7	SM ; MTA	cu discuri	3 DH-200M	realizate
	3600	141 3/4	273	10 3/4				
Stabilizator cu role SR	3600	141 3/4	273	10 3/4	role lise	—	3 DH-200M	experimentat
Sapă cu role multiple pentru foraj minier SRM	4978	196	508	20	M	Oțel circulari cu știfturi din carburi sinterizate	FMP-1000	
	6147	242	508	20	M-C			
	6147 triplex	242	508/356	20/14	MTA-K ; TEA-K			cu injecție pe role
Corectoare-stabilizator ptr. foraj minier CSRM	4978	196	20	508	M	cu dinți frezați cu stifturi și dinți	FMP-1000	role lise pentru stalibizator
	6147	242	20	508	TEA			

Forma, dimensiunile și lagărele rolelor din centrul sapei sînt asemănătoare cu cele ale sapelor cu trei conuri.

Datorită diametrelor mari de sapă și a dimensiunilor rolelor, relativ reduse în raport cu diametrul sapei, suprafața tălpii găurii fo-

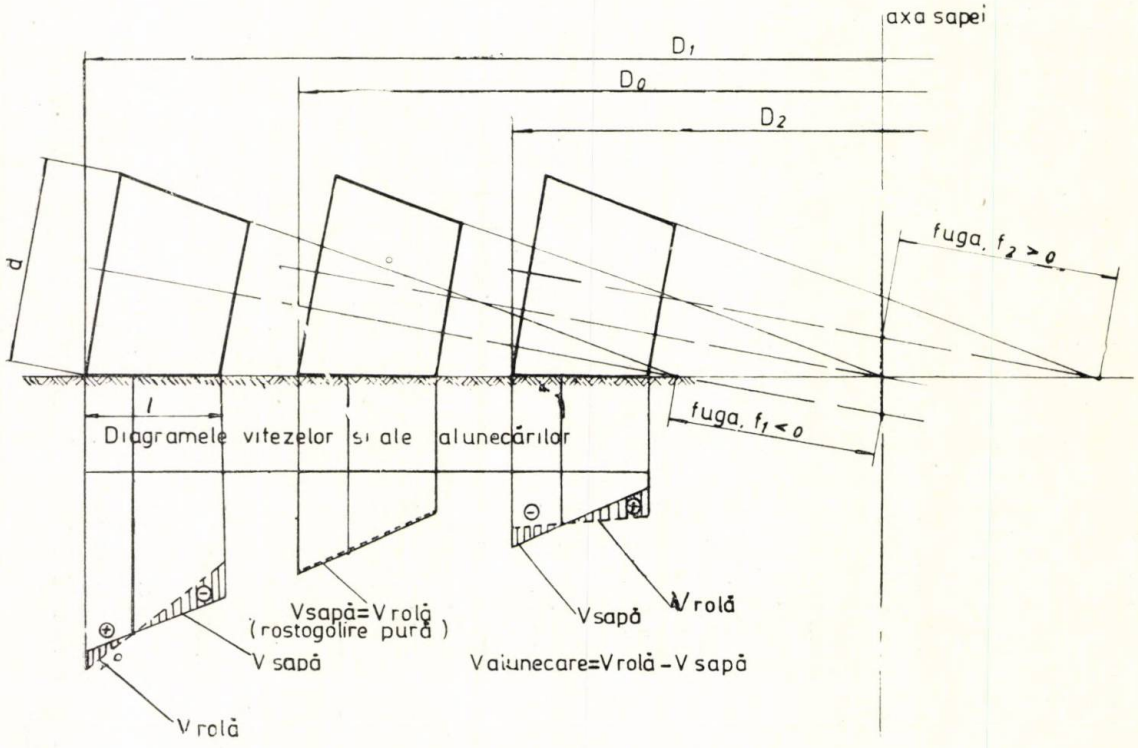


Fig. 5 Influența amplasării asupra alunecării rolei.

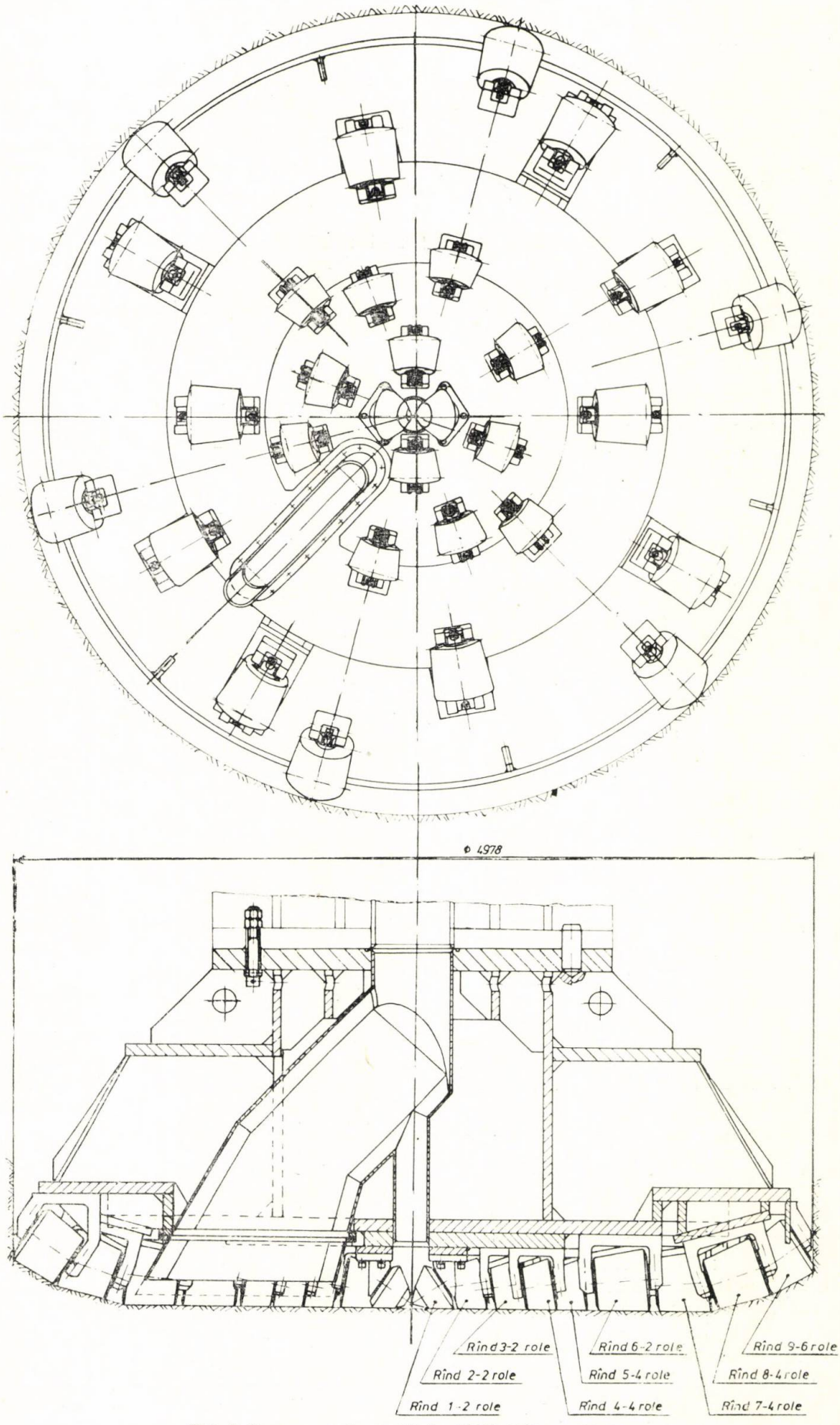


Fig. 6 Sapa cu role multiple SRM-4978 — 20 in.

rate nu se poate acoperi decît prin amplasarea rolelor pe mai multe coroane circulare.

O problemă importantă în construcția sapelor cu role multiple de diametru mare o constituie alegerea numărului de role pe întreaga sapă și pe fiecare coroană (rînd) în parte (fig. 6)

În zona centrală a sapei, numărul rolelor este determinat de spațiul disponibil prevăzîndu-se de obicei una sau două role.

Alegerea numărului de role de pe fiecare coroană (rînd), cuprinsă între centrul sapei și diametrul maxim, se face astfel încît să se asigure o durabilitate uniformă a rolelor pe toate coroanele.

Admițînd relația duratei de funcționare a danturii de la sapele cu trei conuri [1], [2] pentru cazul danturii din oțel a rolei :

$$T_q(h) = \frac{C_a \cdot Q_1(G) \cdot Q_n(q)}{Q_2(n)},$$

în care :

C_a este parametrul abrazivității rocii ;
Q_1 (G) este funcția apăsării pe rolă în relația vitezei de uzură a danturii ;
Q_2 (n) este funcția turației rolei în relația vitezei de uzură a danturii ;
Q_n (q) este funcția uzurii danturii rolei în relația duratei de funcționare a danturii ;
G — este apăsarea pe rolă ;
n — este turația rolei ;
q — este uzura danturii,

și considerînd cazul în care pe fiecare coroană s-ar afla numai cîte o rolă de aceeași dimensiune, apăsarea pe rolă, G, și uzura admisă a danturii, q fiind constante, durabilitățile a două role de pe coroane diferite sînt :

$$T_{q1} = \frac{C_a \cdot Q_1(G) \cdot Q_4(q)}{Q_2(n_1)} = \frac{K}{Q_2(n_1)}$$

$$T_{q2} = \frac{C_a \cdot Q_1(G) \cdot Q_4(q)}{Q_2(n_2)} = \frac{K}{Q_2(n_2)}$$

Pentru egalizarea celor două durabilități, calea cea mai simplă este mărirea numărului de role de la coroană la alta către periferie.

Trebuie remarcat că schimbarea numărului de role de la o coroană la alta conduce la schimbarea sarcinii pe rolele coroanelor [5].

În figura 7 se prezintă cazul particular al unei sape cu trei coroane (rînduri) de role și respectiv cu 1, 2, 3 role pe coroană.

După trei rotații complete ale sapei, în ipoteza unei tălpi inițiale de forma suprafeței adiacente la profilul rolelor, a pătrunderii în rocă a rolei proporțională cu apăsarea pe rolă și a unei avansări totale identice pentru toate rolele, apăsarea medie pe o rolă de pe coroana III este de 67% din apăsarea inițială (la începutul primei rotații), pe o rolă de pe coroana II apăsarea medie este de 100%, iar pe o rolă de pe coroana I de circa 200%. Această distribuție a sarcinii tinde să se stabilizeze la aceste valori pentru rotațiile următoare.

La sapele de diametru foare mare apare necesitatea folosirii unor role de dimensiuni mai mari către periferia sapei. Mărirea dimensiunilor rolelor conduce la micșorarea turației rolelor, la mărirea uzurii admise și a danturii, cît și la creșterea numărului de elemente tăietoare pe rolă, permițînd reducerea numărului total de role pe sapă.

Relațiile celor două durabilități ale danturii sînt :

$$T_{q1} = \frac{C_a \cdot Q_1(G_1) \cdot Q_4(q_1)}{Q_2(n_1)}$$

$$T_{q2} = \frac{C_a \cdot Q_1(G_2) \cdot Q_4(q_2)}{Q_2(n_2)}$$

Se observă că relațiile nu țin seama de faptul că amplasarea rolelor pe coroane diferite conduce și la schimbarea fugii rolelor (a vitezelor de alunecare ale rolelor). Este deci necesară corectarea acestora funcție de alunecarea rolelor și introducerea parametrului „număr de elemente tăietoare (dinți)/unitatea de suprafață de talpă", necuprins în forma actuală a relațiilor, precum și stabilirea expresiilor funcțiilor pentru cazul rolelor acestor tipuri de sape.

Aceleași considerații trebuie reținute și la analizarea duratelor de funcționare a lagărelor rolelor.

În proiectarea sculelor pentru găuri mari, s-a ținut cont de realizările pe plan mondial, precum și de considerentele enunțate mai sus.

Sapele lărgitoare cu role pentru foraj ascendent tip SLRA (fig. 8) se compun dintr-un corp în construcție sudată, avînd la partea superioară un filet de legătură la garnitura de foraj, iar la partea inferioară o flanșă de legătură pentru asamblare, prin șuruburi și piulițe la corectorul-stabilizator tip LRA. Corpurile sapelor sînt prevăzute cu juguri în care se montează ansamble con prin intermediul unui ax fixat în jug prin bolț. Pentru role s-au prevăzut diferite tipuri de danturi, în funcție de roca în care se forează :

— tip M, MTA și TA cu dinți frezați, armați cu material dur, pentru roci medii, medii-tari și abrazive și tariabrazive ;

— tip TA 1, cu discuri circulare armate cu material dur, pentru roci tari-abrazive ;

— tip MTA—K și TA 1—K, cu știfturi din carburi metalice sinterizate cu creastă în formă de daltă, pentru roci medii-tari și abrazive și tari-abrazive ;

— tip EA-K, cu știfturi din carburi metalice sinterizate pentru roci extratari-abrazive.

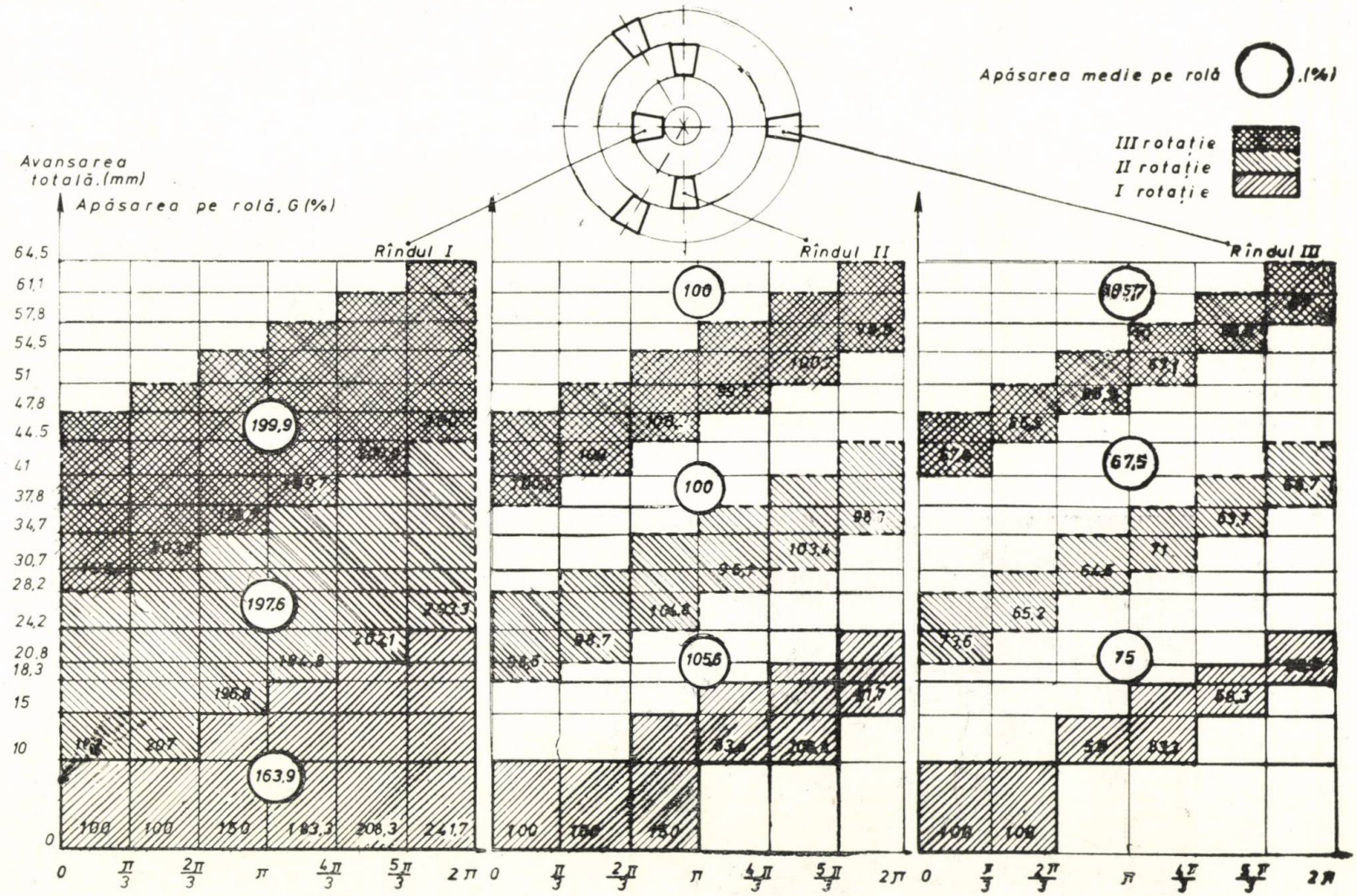


Fig. 7 Apăsarea pe role la rotirea sapei.

Ansamblurile — con au lagărele etanşate cu garnituri axiale din cauciuc, armate cu inele metalice riflate, avînd supape de reţinere a lubrifiantului şi orificii de aerisire astupate cu dopuri filetate.

Corectorul-stabilizator penrtu foraj ascendent tip CS este prevăzut cu juguri în care se montează ansamblele rolă cu lagăre etanşate, avînd pentru corector danturi M cu

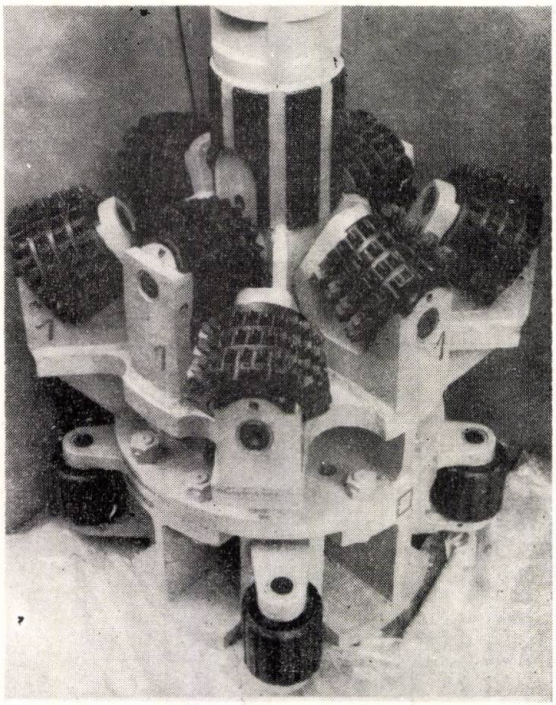


Fig. 8 Sapă lărgitoare cu role pentru foraj ascendent tip SLRA.

dinţi frezaţi armaţi cu material dur (pentru roci medii), danturi EA cu ştifturi din carburi metalice sinterizate (pentru roci extratari şi abrazive), iar pentru stabilizator role lise armate cu material dur.

Sapa lărgitoare cu role pentru foraj ascendent SLRA-1219,2 x 244,5 E (fig. 9) a fost proiectată în scopul cercetării forajului ascendent prin crearea pe talpă a unei coroane circulare de rocă, degajată pe ambele suprafeţe cilindrice. Inelul de rocă rămas între gaura pilot şi coroana periferică săpată este dislocat la o distanţă corespunzătoare faţă de coroana periferică săpată anterior, uşurîndu-se în acest mod forarea găurii.

Sapele lărgitoare cu role pentru foraj minier tip SLRM sînt destinate forajului rotativ descendent (sau înclinat) al puţurilor miniere în roci de tip MTA (medii-tari şi abrazive).

Rolele au la partea exterioară dantură frezată, dantură circulară sau ştifturi conice din carburi metalice sinterizate.

Sapele sînt dotate cu reducţii pentru asamblarea diferitelor etaje şi cu protectoare cu ochi pentru protejarea filetelor la manipularea sapelor. Lagărele rolelor sapelor SLRM sînt etanşate cu garnituri axiale şi simeringuri.

Stabilizatoarele tip SM sînt de tipul nerotativ avînd 4 lame armate cu material dur, ce culisează odată cu avansarea sapei, corpul rotindu-se cu garnitura de foraj în care a fixat.

Sapele tip SMDI sînt destinate forajulu rotativ al găurilor de diametru mare cu circulaţie inversă prin aer-lift.

Sapa are la partea inferioară elementele de dislocare a rocii formate din discuri independente montate prin intermediul axelor cu şuruburi şi piuliţe rotunde în juguri sudate pe placa de bază a corpului. Rulmenţii discurilor sînt schimbabili şi sînt etanşaţi, fiind echilibraţi hidrostatic.

Sapa tip SMDI cu discuri este prevăzută a fora în roci medii-tari.

Pe aceleaşi juguri sapa se mai poate echipa cu role tip S pentru roci slabe, role tip SM pentru roci slab-medii şi role tip MT pentru roci medii-tari, avînd rulmenţii etanşaţi şi echilibraţi hidrostatic. Pentru eliminarea detritusului, sapa are prevăzută o fantă laterală şi o gaură centrală.

Sapa tip SMCI este echipată cu cornuri de la sapele cu trei conuri S—17.1/2 din producţia de serie. Sapa este prevăzută a fi echipată şi cu conuri tip S-325 pentru forarea în roci foarte slabe (fig. 10).

Stabilizatoarele tip SR-3600-10.3/4 (fig. 11) sînt constituite dintr-un corp sudat pe care sînt montate, în juguri, 8 role lise încărcate cu material dur în scopul stabilizării garniturii de prăjini de foraj. Rolele au rulmenţii standardizaţi, fiind etanşate şi echilibrate hidrostatic.

Sapele tip SRM sînt echipate cu role tip M (pentru roci medii), role tip M—C, cu dinţi circulari, (pentru roci medii-tari), role tip MTA-K cu ştifturi din carburi metalice sinterizate cu capul conic (pentru roci medii-tari şi abrazive) şi role tip TEA-K cu ştifturi cu capul semisferic (pentru roci tari-extratari şi abrazive). Rolele au lagăre cu role şi bile, sînt etanşate şi echilibrate hidrostatic. Eliminarea detritusului se face cu ajutorul circulaţiei inverse cu aer-lift, printr-o fantă laterală şi o gaură centrală.

Pentru sapa SRM-6147 este prevăzută şi o variantă de spălare triplex prin care, în afara circulaţiei inverse prin aer-lift, se realizează o spălare directă suplimentară a rolelor prin duze.

Corectoarele-stabilizatoare tip CSRM sînt dotate cu ansamble rolă tip M cu dinți frezați (pentru roci medii) și TEA cu știfturi (pentru roci tari-extratari și abrazive), pentru corector și ansamble rolă lise încărcate cu material dur, pentru stabilizator. Pentru corector și stabilizator se utilizează același corp, diferența distanței față de peretele găurii de sondă realizîndu-se prin niște adaosuri montate în juguri.

Forajele executate cu sapele tip SLRA și SLRM au scos în evidență robustețea, buna funcționare și eficiența lor fiind omologate pentru producția de serie.

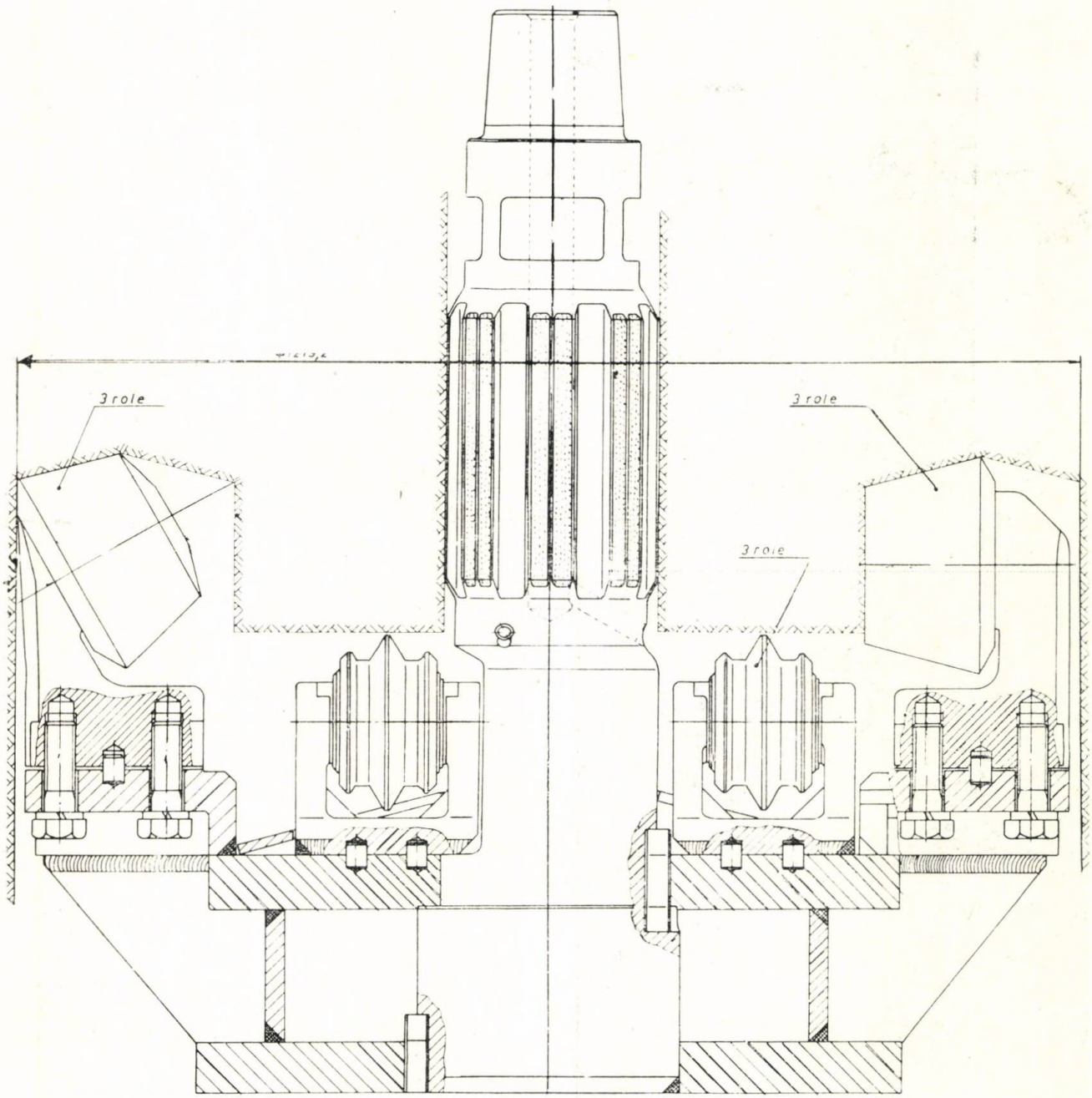


Fig. 9 Sapă lărgitoare cu role pentru foraj ascendent SLRA—1219,2 x 244,5 E

De asemenea, pentru prima dată în țară s-a forat cu o sapă tip SMCI cu diametrul de 3600 mm și stabilizatorul respectiv, executîndu-se o gaură de peste 253 m, cu numai trei seturi de conuri într-un timp efectiv de foraj de circa 2700 ore.

Pentru continua dezvoltare a construcției sculelor de foraj minier, în concordanță cu interesul economiei naționale, se acordă în continuare o atenție deosebită acestei probleme, îmbunătățind în mod permanent produsele realizate.

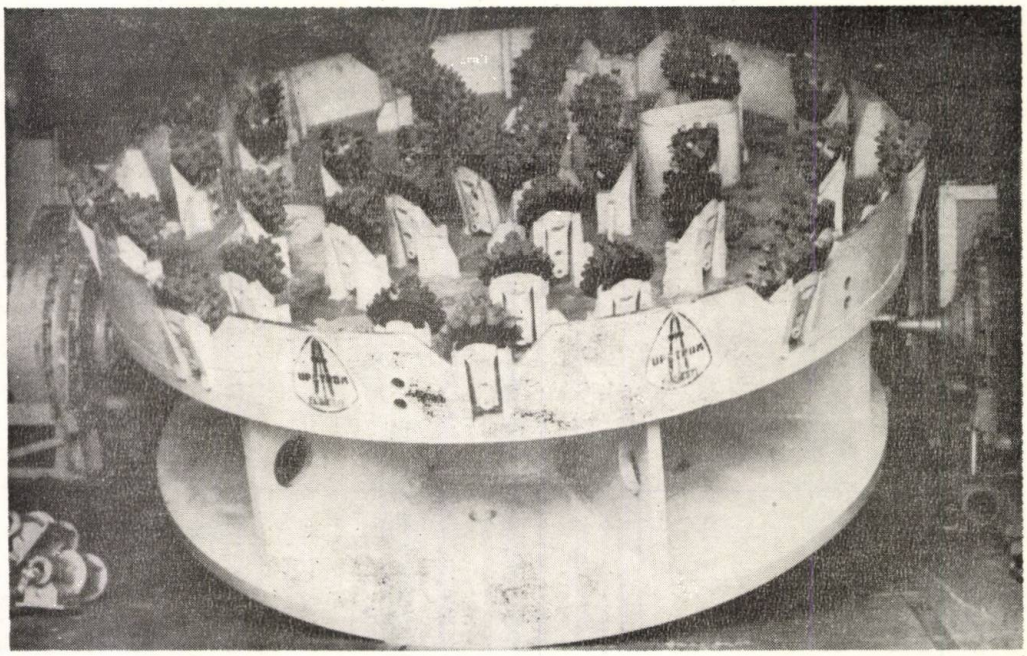


Fig. 10 Sapă tip SMCI pentru forajul găurilor de diametru mare.

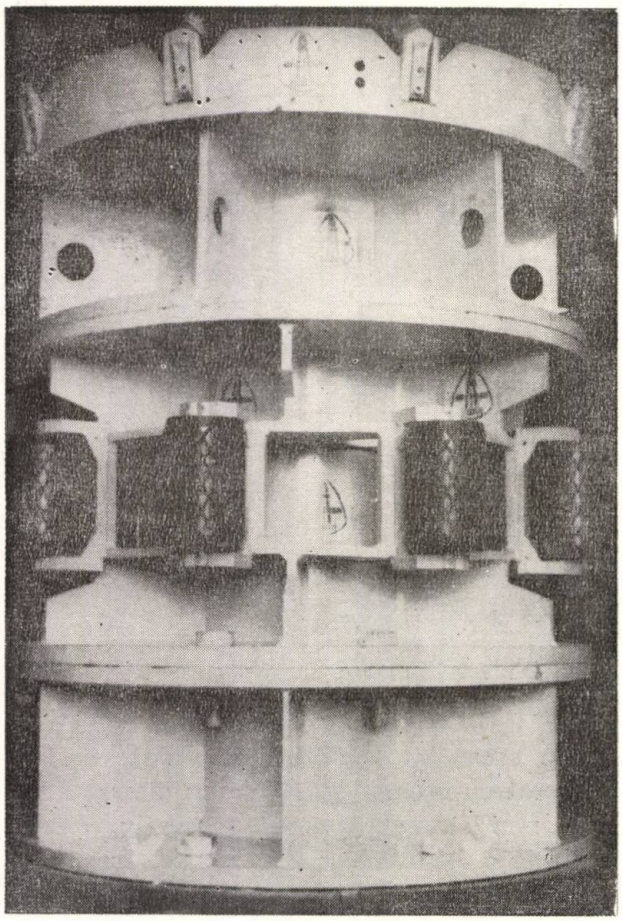


Fig. 11 Stabilizator SR-3600-10.3/4

Pe viitor sînt necesare o serie de tipizări ale elementelor constructive cum sînt: role, lagăre, elemente de etanșare, sisteme de fixare etc. O atenție deosebită trebuie acordată sistemului de spălare și evacuare a detritusului, condiție de bază în forajul găurilor mari.

Tendința în construcția sapelor pentru forajul minier este de a se mări durata de funcționare a sapei prin mărirea capacității lagărelor, dezvoltarea danturii din stifturi din carburi metalice sinterizate de diferite forme, realizate cu pași variabili, spălarea rolelor și tălpii sondei cu jeturi de lichid de foraj, asigurarea interschimbabilității rapide și sigure a rolelor, etc.

O cerință economică necesară este realizarea sapelor pentru săparea galeriilor miniere, a tunelelor hidrotehnice și a puțurilor miniere de diametru mare pentru circulația lifturilor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Constantinescu D., Mereanu N.V.,:* Sape de foraj. București. Editura Tehnică — 1970, p. 229-297.

[2] *Constantinescu D., Mereanu N.V.:* CARNET TEHNIC. Sape de foraj, București. Editura Tehnică, 1976.

[3 * * *: Prospecte HUGHES, REED, SMITH, SECURITY, SÖDING, DRILCO, WIRTH, etc.

[4] *Morlan, E. A.:* Designing large diameter hole drilling progams. In: WORLD OIL, april 1962, p. 133—138.

[5] *Dixon, R. L., Worden, E. P.:* Design and application of rolling cutters for raise and tunel boring. In: MINING CONGRESS JOURNAL, april, 1971.

CZ : 665.5 : 621.2

Manevrarea sub presiune a garniturii de țevi de extracție

Ing. Valentin **RĂDULESCU** — I.C.S.I.T.U.P.M.

Intervenția la sondele eruptive în exploatare se poate realiza dacă presiunea zăcămîntului poate fi stăpînită.

Metoda clasică, utilizată cel mai des, este aceea de a opune presiuni zăcămîntului o contrapresiune realizată de un lichid (în generale noroi de foraj) introdus în sondă, metodă denumită și de omorîre a sondei.

Presiunea hidrostatică a noroiului blochează scurgerea țițeiului din zăcămînt și permite intervenția în siguranță la sondă.

Această metodă prezintă o serie de dezavantaje :

— există permanent pericolul apariției unor erupții necontrolate prin lipsa de control a gazeificării fluidului de omorîre, micșorarea greutății specifice a acestuia și stricarea echilibrului format ;

— se pot deteriora straturile productive mai ales le zăcămintele cu producție scăzută sau presiune scăzută, iar la încercarea de repunere în producție zăcămîntul nu mai pornește ;

—consum mare de materiale care intră în componența fluidului de omorîre și care pentru a fi introdus în sondă necesită un spațiu mare adecvat în jurul acesteia (lucru complicat pentru sonde plasate în zone marine sau cu spațiu restrîns) ;

—se consumă un volum mare de muncă fizică și timp cu operația de omorîre și repunere în producție.

O parte din aceste dezavantaje dispar dacă se poate interveni la sondă, fără a realiza operația de omorîre, adică a interveni la sonda aflată sub presiune.

S-au imaginat o serie de instalații montate la gaura sondei și care să permită aceste intervenții.

Manevra cea mai des întîlnită este deplasarea pe verticală a garniturii de țevi extracție în vederea extragerii, introducerii, sau pur și simplu a deplasării cu o anumită valoare, în sus sau jos, a acesteia.

O instalație de manevrat țevi sub presiune trebuie să aibă în componența sa :

— sistemul de manevră pe verticală al garniturii de țevi ;

— sistemul de etanșare a spațiului sondei față de atmosferă ;

— sistemul de alcătuire a capului sondei care să permită montarea sistemului de etanșare a spațiului sondei.

Specific instalației pentru manevrat țevi sub presiune sînt primele două sisteme și acestea vor fi tratate în continuare.

Pentru a realiza menevra țevilor, îndeosebi le extragerea și introducerea garniturii, instalația de manevrat trebuie să fie asistată de o instalație de intervenție sau o macara cu braț lung pentru manevrarea bucăților de țeavă din locul de depozitare în axa sandei și viceversa.

Sistemul de manevră pe verticală a garniturii de țevi este format în general :

— un sistem de deplasare pe verticală a dispozitivului de prindere, a materialului tubular, (hidraulic sau mecanic) ;

— un dispozitiv de prindere a materialului tubular, pentru a putea aplica pe el forța necesară deplasării. Acest dispozitiv trebuie să asigure deplasarea garniturii de țevi în ambele sensuri ;

— o construcție metalică adecvată dezvoltată pe verticală.

Sistemul de etanșare a spațiului inelar al sondei față de atmosferă este format în general din :

— două prevenitoare operaționale, despărțite între ele printr-o cameră de egalizare a presiunii, prevenitoare ce permit deplasarea pe verticală a garniturii de țevi și trecerea îmbinărilor filtetate ale acesteia, toate trei funcționînd ca ecluză la trecerea îmbinărilor filetate. Aceste prevenitoare, împreună cu camera de egalizare a presiunii, sînt utilizate cînd presiunea din spațiul inelar al sondei este ridicată ;

—un striper, (un dispozitiv cu garnitură de cauciuc), care permite trecerea garniturii de țevi inclusiv a îmbinării filetate, atunci cînd presiunea din sapțiul inelar al sondei este redusă ;

— două prevenitoare, sau un prevenitor dublu de siguranță, unul cu închidere pe țeavă (etanșare pe țeavă) cel de al doilea cu închidere totală (atunci cînd garnitura de țevi nu este în axa sondei). Aceste prevenitoare sînt permanent deschise în timpul manevrei garniturii și sînt acționate pentru a fi închise

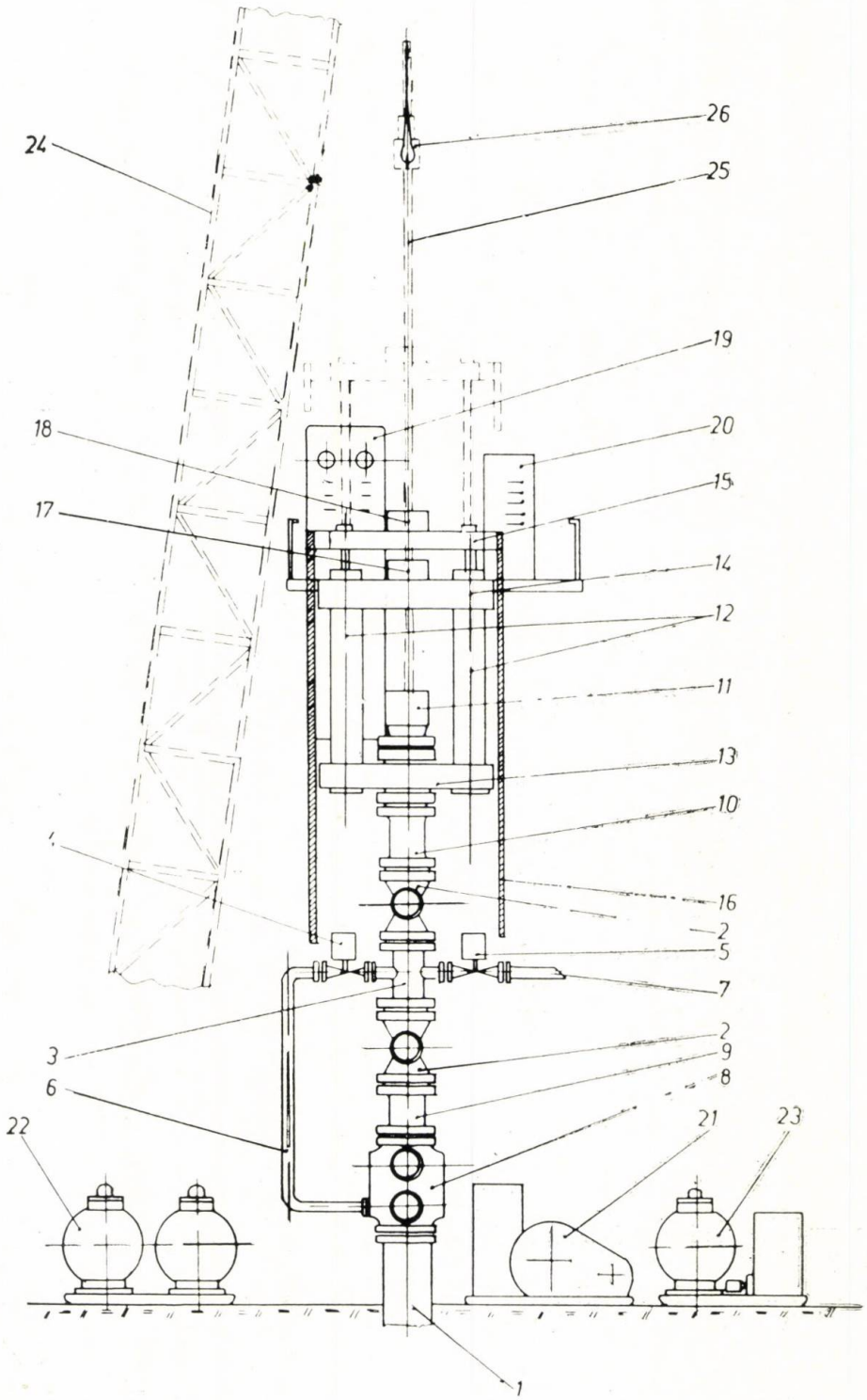


Fig. 1 Aspectul general al instalaţiei MP-50.

1 — capul sondei; 2 — prevenitoare operaţionale pentru lucru între 210—700 daN/cm², presiune a sondei; 3 — cameră de egalizare a presiunii; 4 — robinet cu acţionare hidraulică ce închide şi deschide accesul presiunii din spaţiul inelar al sondei cu camera de egalizare a presiunii; 5 — robinet cu acţionare hidraulică ce închide şi deschide legătura camerei de egalizare a presiunii cu atmosfera; 6 — conductă de legătură a presiunii dintre spaţiul inelar al sondei şi camera de egalizare a presiunii; 7 — conductă pentru comunicaţia camerei de egalizare a presiunii cu atmosfera; 8 — prevenitor dublu de siguranţă (pentru închidere pe diametrul exterior al ţevii şi pentru închidere totală); 9—10 — tronson inferior şi superior, de legătură care poate să conţină şi sesizor al îmbinării filetate a garniturii de ţevi; 11 — striper pentru lucru cu presiuni ale sondei pînă la 210 daN/cm²; 12 — cilindrii hidraulici de deplasare pe verticală; 13 — grindă inferioară comună cu tronson de susţinere a cilindrilor; 14 — grindă superioară comună care formează platforma de lucru a echipei; 15 — grindă mobilă susţinută de tijele cilindrilor; 16 — construcţie metalică de ghidare fixată de grinda mobilă; 17 — broască fixă de prindere a ţevii în două sensuri; 18 — broască mobilă de prindere a ţevii în două sensuri; 19 — pupitru de comandă operaţional; 20 — pupitru de comandă a prevenitorului dublu de siguranţă; 21 — grup de presiune pentru alimentarea cilindrilor hidraulici şi a broaştelor, cu prindere în două sensuri, a prevenitoarelor operaţionale şi a robinetelor cu acţionare hidrostatică; 22 — baterie acumulatoare; 23 — grup presiune pentru acţionarea prevenitorului dublu de siguranţă; 24 — mastul instalaţiei de intervenţie; 25 — garnitura de ţevi care se manevrează; 26 — elevator.

atunci cînd apare o neetanşeitate sau pericolul unei erupţii libere prin spaţiul inelar al sondei.

Toate aceste sisteme şi dispozitive sînt acţionate hidraulic, formînd trei circuite separate şi anume :

— un circuit de forţă (debit şi presiune ridicată) pentru acţionarea sistemului de deplasare pe verticală a dispozitivului de prindere a materialului tubular ;

— un circuit de comandă şi acţionare (debit mic şi presiune ridicată) pentru acţionarea dispozitivului de prindere a materialului tubular, a prevenitoarelor operaţionale şi a robinetelor camerei de egalizare a presiunii ;

— un circuit de comandă şi acţionare (debit mic şi presiunea ridicată) pentru acţionarea prevenitoarelor de siguranţă.

A fost proiectată şi este în curs de realizare instalaţia MP-50 care întruneşte sistemele de mai sus. Aspectul general al acestei instalaţii este arătat în figura 1.

Deplasarea garniturii o realizează grinda **15** împreună cu broasca **18** prin comenzile date de la pupitrul **19**. Cursa cilindrilor fiind mai mică de cît lungimea unei bucăţi de ţeavă, menevra acesteia se face din mai multe curse ale grinzii **15.** Deplasarea fără sarcină (fără ţeavă prinsă în broasca **18**) se face prin fixarea întregii garnituri de ţevi — în grinda **14** prin broasca **17.** Cînd presiunea depăşeşte valoarea de 210 daN/cm² şi se manevrează garnitura de ţevi prin prevenitoarele **2,** manevra cere trecerea îmbinărilor filetate prin metoda ecluzării.

Dacă îmbinarea a ajuns, să presupunem, la extragerea garniturii de ţevi, aproape de bacurile prevenitorului **2** inferior, etanşarea spaţiului inelar făcîndu-se pe exteriorul ţevilor, se opreşte deplasarea se închide legătura conductei **7** prin robinetul **5** şi se deschide robinetul **4.** Camera de egalizare a presiunii spaţiului inelar al sondei şi se pot deschide bacurile prevenitorului **2** inferior. Se deplasează în sus garnitura de ţevi pînă cînd îmbinarea filetată ajunge în camera **3.** Atunci se închid bacurile prevenitorului **2,** se închide robinetul **4** şi deschide robinetul **5,** camera de egalizare fiind în legătură cu atmosfera. Se deschid bacurile prevenitorului **2** superior, garnitura putînd fi deplasată în sus cu o lungime de ţeavă (distanţa dintre două îmbinări).

La introducere operaţiile legate de prevenitoarele **2** şi robinetele **4** şi **5** sînt logic asemănătoare.

Caracteristicile tehnice principale ale instalaţiei MP-50 sînt :

— dimensiunile garniturii de ţevi manevrată 1,66—3 1/2 in ;
— sarcina maximă manevrată — de jos în sus . . . . . 0,5 MN ;
— de sus în jos . . . . . 0,25 MN ;
— viteza de deplasare a grinzii mobile cu sarcină/fără sarcină :
— de jos în sus . . . . . 0,155 m/s/0,455 m/s ;
— de sus în jos . . . . . 0,233 m/s/0,468 m/s ;
— dimensiunile cilindrilor hidraulici de deplasare a grinzii mobile . . . . . ∅ 160 x ∅ 100 x 2500 mm ;
— acţionarea operaţională . . . . . pompă 3 PP-160 CP cu plungere $DN=2$ in, acţionată electric la 380 V ;
— acţionarea de siguranţă . . . . . pompă cu plungere de 11 kw ;
— dimensiunile flanşelor de prindere . . . . . 7 1/16 x 700 daN/cm² ;
— robinetele camerei de egalizare . . . . . 2 1/16 x 700 daN/cm², acţionaţi hidraulic şi $t_{max} = 120°C$.

Firma OTIS (SUA) a realizat o instalaţie de manevrat sub presiune acţionată hidraulic cu un singur cilindru inelar, manevra garniturii făcîndu-se prin spaţiul central aşa cum se vede în figura 2.
Componenţa şi funcţionarea este similară instalaţiei MP-50. Firma OTIS utilizează şi un sistem mecanic de manevră a garniturii de ţevi, utilizînd o instalaţie de intervenţie. Ma-

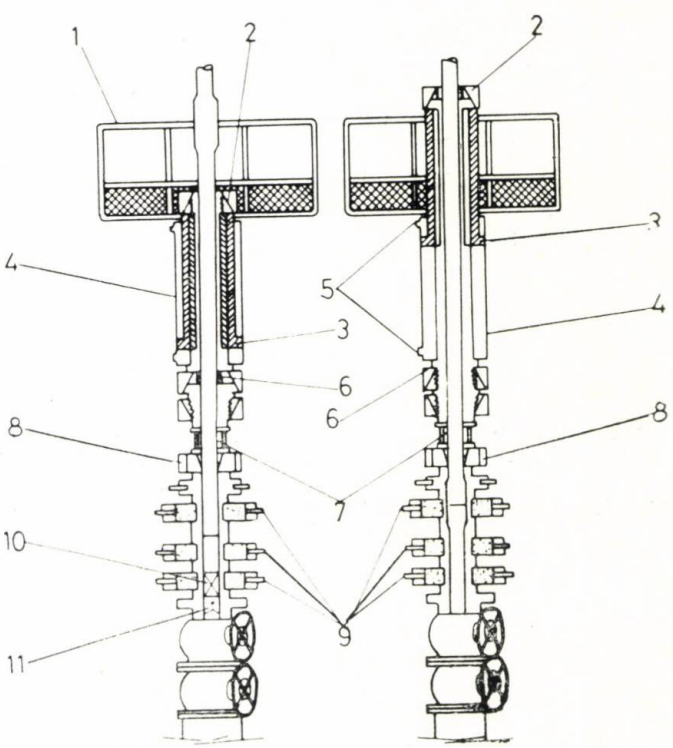


Fig. 2 Instalaţia OTIS cu cilindru inelar, schema de funcţionare cu striper.

1 — platformă de lucru; 2 — broască mobilă de prindere a ţevii; 3 — pistonul cilindrului; 4 — cilindrul hidraulic; 5 — intrarea şi ieşirea fluidului de acţionare; 6 — broască fixă de prindere a ţevii; 7 — tronson cu ferestre; 8 — striper; 9 — preventoare; 10 — supapă de contrapresiune; 11 — sculă de instrumentaţie.

caraua printr-un sistem de scripeți asigură deplasarea pe verticală în jos a broaștei mobile, implicit a garniturii de țevi. Pentru ridi-

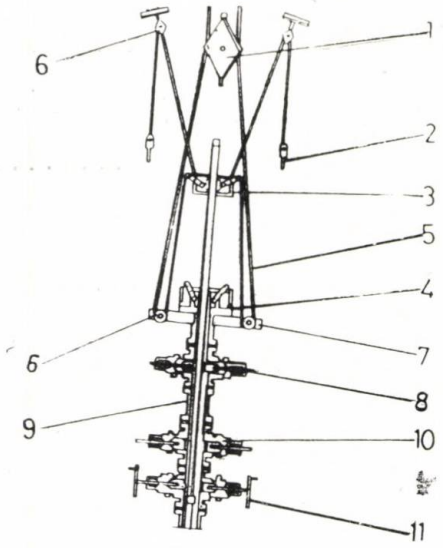


Fig. 3 Instalați OTIS cu acționare mecanică.
1 — macara; 2 — contragreutăți; 3 — broască mobilă; 4 — broască fixă; 5 — cablu de manevră; 6 — scripeți; 7 — platforma de lucru; 8 — prevenitor operațional superior; 9 — cameră de egalizare a presiunii; 10 — prevenitor operațional inferior; 11 — prevenitor de siguranță.

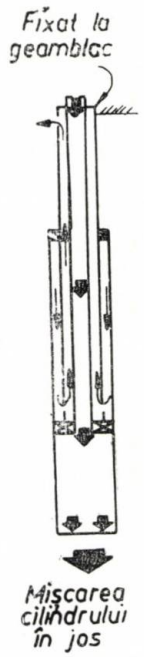
carea garniturii, macaraua trage direct de garnitura țevi prin intermediul elevatorului.

În figura 3 este prezentată schema acestui gen de instalație.

Firma Backer SUA a realizat instalații de manevrat sub presiune transportabile (pe remorcă sau autopropulsate), acționate hidraulic dar, pentru a realiza curse mari ale grinzii și broaștei mobile, deplasarea cilindrului hidraulic a fost multiplicată printr-un sistem de scripeți, care cum se vede în figurile 4 și 5.

Cilindrul hidraulic este fixat în cadrul metalic care susține întregul sistem.

Restul instalației are componentele similare instalației MP-50 sau instalației OTIS.



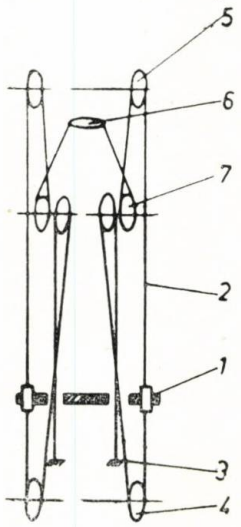


Fig. 4 Schema fixării cilindrului hidraulic în cadrul metalic al instalației Backer.

Fig. 5 Schema sistemului de scripeți pentru multiplicarea mișcării cilindrului la instalația Backer.
1 — grindă mobilă; 2 — cablu; 3 — capete moarte ale cablului; 4 — rolele inferioare, fixe ca poziție; 5 rolele geamblacului, fixe ca poziție; 6 — suport fix de egalizare a ramurilor cablului și efortului din el; 7 — role atașate cilindrului aflat în mișcare.

Instalația pentru manevrat țevi sub presiune MP-50 asigură intervenția la sondele eruptive în exploatare, cu avantajele arătate mai sus, schimbînd mentalitatea și modul de lucru al echipelor de intervenție.

CZ : 621.22

Considerațiuni privind acționarea hidrostatică a pompelor de adîncime la sondele de țiței

Ing. Edda **NICOLAU** — I.C.S.I.T.U.P.M.

Generalități

Este cunoscut faptul că pompajul de adîncime este un procedeu de extracție a țițeiului, aplicat după perioadele de erupție naturală și artificială. Particularitățile pompajului de adîncime la sondele de țiței sînt distanța mare dintre sursa de energie și pompă (200—5000 m) și gabaritul mic, limitat de gaura de sondă al echipamentului de pompare (∅ 50—150 mm).

Sînt cunoscute, și aplicate în prezent la scară industrială, instalații de pompaj de adîncime cu transmisii mecanice, hidrostatice și electrice. Fiecărui tip de transmisie îi corespund construcții specifice de pompe de adîncime.

Instalațiile cu acționare hidrostatică a pompelor de adîncime cunoscute sub denumirea de instalații de pompaj hidraulic ; apli-

cate pe plan mondial încă din 1932, nu sînt însă tratate în literatura de specialitate, ca acționări hidrostatice propriu-zise.

În lucrarea de față se prezintă cîteva elemente ce definesc componența și funcționarea instalațiilor de pompaj hidraulic de pe poziția acționărilor hidrostatice.

Acționarea hidrostatică presupune transportul energiei mecanice sub formă de energie hidraulică, în care preponderentă este energia de presiune (energia cinetică fiind neglijabilă) și reconvertirea acesteia în energie mecanică.

În figura 1 sînt prezentate schemele simplificate constructive și hidraulice ale unei instalații de pompaj hidraulic de adîncime.

Pompa volumică de suprafață **1** (generatorul hidrostatic) dirijează fluidul sub presiune, țiței sau apă, prin manifoldul de distribuție și control **2** (regulator de presiune, contor, etc) și capul de pompare hidraulic **3** (distribuitor), în agregatul hidraulic de adîncime 6, fixat în echipemtnul găurii de sondă **5.**

În agregatul hidraulic de adîncime, compus din motor hidrostatic și pompă de adîncime se reconvertește energia hidrostatică în energie mecanică și se realizează acționarea pompei de adîncime. Fluidul pompat din strat este evacuat, împreună cu fluidul motor „lucrat" în unitatea de separare și curățare a fluidului motor **4**, aflată la suprafață. O parte din fluid este reintrodus, ca fluid motor în aspirația pompei volumice de suprafață.

Instalația permite introducerea și extragerea hidraulică a agregatului de adîncime prin inversarea circuitelor hidraulice de la capul de pompare hidraulic **3** (distribuitor).

Echipamente componente ale instalației

Echipamentul cu funcțiunile hidraulice cele mai complexe din cadrul instalației cu acționare hidrostatică a pompelor de adîncime este agregatul hidraulic de adîncime.

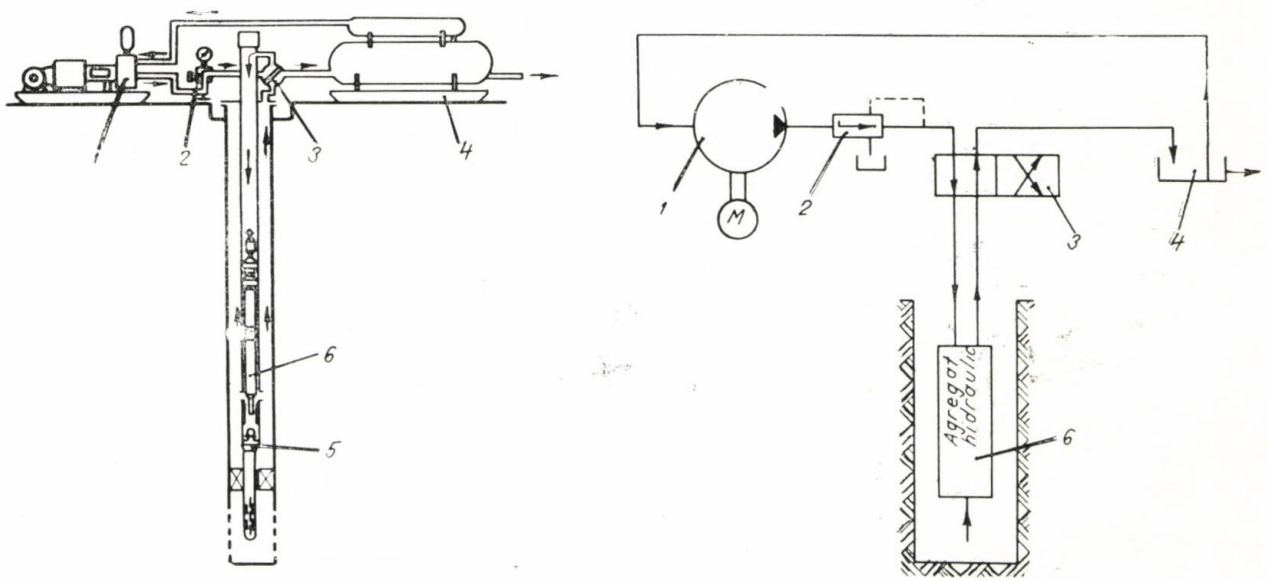


Fig. 1 Schemă constructivă și hidraulică a instalației de pompaj hidraulic de adîncime.

Impropriu denumit „pompă hidraulică", se compune din subansambluri cu funcțiuni hidrostatice, după cum reiese din schema constructivă și hidraulică prezentată în figura 2, și anume :

— motor cu piston de translație **1 ;**

— pompă cu piston de translație **2** cuplată direct cu motorul ;

— supape de sens unic pentru admisia și evacuarea fluidului pompat **3a, 3b, 3c, 3d ;**

— distribuitor cu sertar **4,** acționat hidraulic de un alt distribuitor **5,** acționat la rîndul său mecanic de elemente în mișcare ale motorului **1 ;**

— supapa de sens unic **6.**

Fluidul motor, purtător al energiei hidraulice, este dirijat prin distribuitorul **4,** comandat la rîndul său de distribuitorul **5,** alternativ pe cele două fețe ale motorului hidrostatic 1. Motorul hidrostatic este cuplat direct cu pompa cu piston de translație **2.** Prin supapele **3a** și **3b** se face admisia alternativă a fluidului pompat din strat ; prin supapele **3c** și **3d** se face evacuarea fluidului pompat din

strat. Supapa de sens unic 6 servește la extragerea hidraulică a agregatului hidraulic de pe locașul său în cazul inversării circuitului fluidului motor.

Există o mare varietate de agregate hiraulice de adîncime. Ele se deosebesc prin particularități ale subansamblelor lor care constituie în acest fel criterii de clasificare. Se menționează cîteva din ele:

sau reducătoare de presiune, agregate cu raporturi subunitare sau amplificatoare de presiune);

— amplasarea relativă a pistoanelor pompă și motor) (agregate cu pistoane suprapuse M-P, agregate cu pistoane intercalate P-M-P);

— numărul de pistoane (agregate cu 2 pistoane, 3 pistoane — din care 2 pompă sau 2 motor, 4 pistoane — 2 pompă, 2 motor).

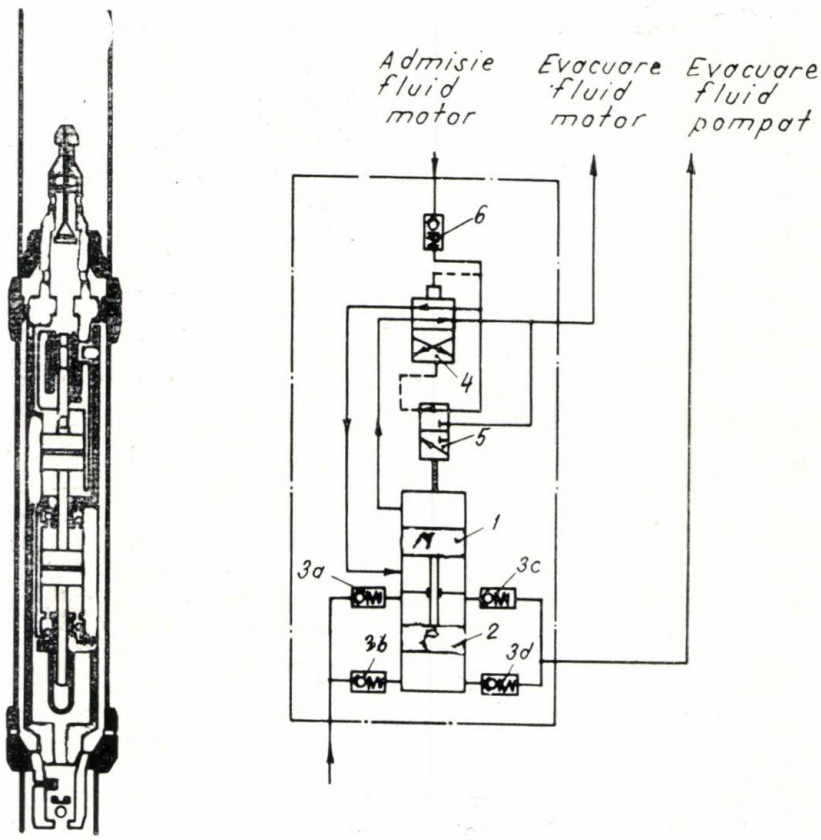


Fig. 2 Schemă constructivă și hidraulică agregat hidraulic de adîncime.

— variația presiunii de acționare în timpul cursei duble (agregate echilibrate și neechilibrate);

— variația volumului pompat în timpul cursei duble (agregate cu simplă acțiune și dublă acțiune);

— numărul de curse și lungimea cursei (agregate cu număr mare de curse de lungime mică și agregate cu număr mic de curse de lungime mare);

— amplasarea distribuției (deasupra pistoanelor sau între pistoane);

— tipul distribuției (distribuitoare 4/2 sau 3/2)

— tipul solicitării tijelor pistoanelor (cicluri ondulante și alternante);

— raportul ariilor pistoanelor pompă și motor (agregate cu raporturi supraunitare

Ca generatoare hidrostatice se folosesc pompe volumice alternative cu piston cu debit fix.

În componența manifoldurilor de distribuție și control intră următoarele aparate; filtru de mare presiune, regulator de presiune, contoare, distribuitoare, regulatoare de debit.

Echipamentul de la gura sondei (capul de pompare hidraulic) are în componența sa un distribuitor 4/3, un robinet de bai-pas și o supapă de siguranță.

Scheme caracteristice de acționare

În literatura de specialitate privitoare la instalații de pompaj hidraulic se vorbește curent de circuite sau sisteme „deschise" și „închise". Denumirile se referă la modul de rea-

ducere, la suprafață a fluidului motor „lucrat", împreună cu fluidul extras din strat — circuit deschis sau separat de acesta — circuit închis. Din punct de vedere al acționărilor hidrostatice, ambele circuite sînt de tip „deschis", întrucît alimentarea generatorului hidrostatic se face în ambele cazuri din rezervoare, mai mari sau mai mici, în legătură cu atmosfera.

Așa numitele sisteme „închise" au o aplicabilitate redusă. Se utilizează în situații ce impun restricții severe pentru spațiul de amplasare a instalațiilor de suprafață, de exemplu platforme marine, localități.

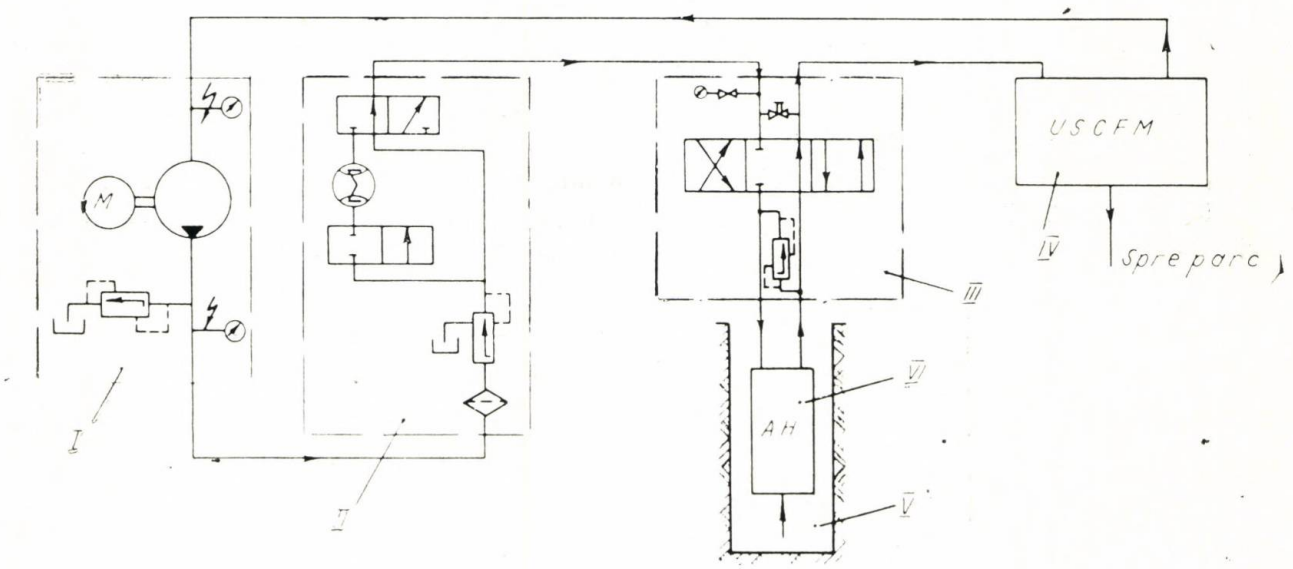


Fig. 3 Schemă hidraulică de acționare individuală.

I — Grup de pompare (generator hidrostatic)
II — Manifold de distribuție și control
III — Echipamentul de la gura sondei (cap de pompare hidraulic)
IV — Unitate de separare și cuățire a fluidului motor
V — Echipamentul găurii de sondă
VI — Agregat hidraulic de adîncime (AH)

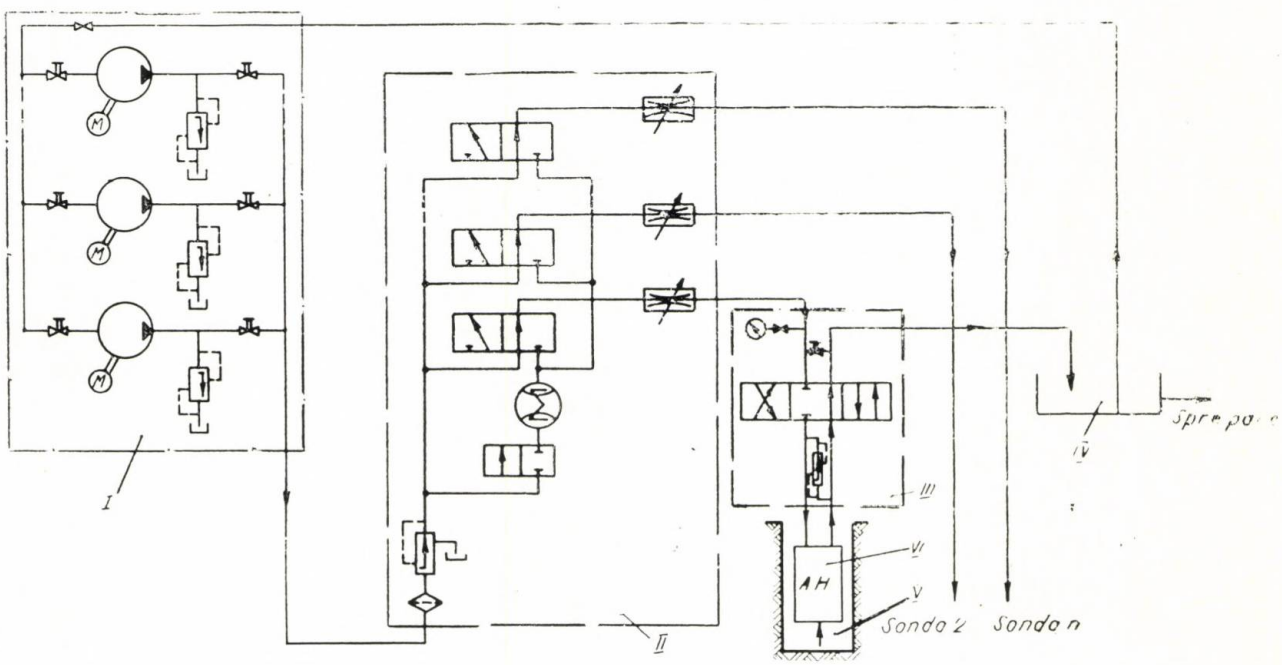


Fig. 4 Schemă hidraulică de acționare în grup (centrale).

I — Grup de pompare (generator hidrostatic)
II — Manifold de distribuție și control
III — Echipamentul de la gura sondei (cap de pompare hidraulic)
IV — Rezervor
V — Echipamentul găurii de sondă
VI — Agregat hidraulic de adîncime (AH)

Din punct de vedere al numărului de sonde exploatate într-un singur circuit, sînt cunoscute sisteme de pompaj cu acţionare individuală (fig. 3) şi sisteme de pompaj cu acţionare în grup, centrale (fig. 4.).

În cazul acţionărilor individuale (fig. 3), manifoldul de distribuţie şi control **II** are în componenţa sa un filtru de mare presiune, regulator de presiune, distribuitor 2/2, distribuitor 3/2 şi contor. Curăţirea fluidului motor „lucrat", evacuat în amestec cu fluidul pompat din strat, se face într-o unitate de separare şi curăţire a fluidului motor instalată chiar la sondă. Ca fluid motor poate fi folosit ţiţeiul sau apa.

buitoare 3/2, *n* regulatoare de debit cu două căi. Alimentarea grupurilor de pompare (generatoarelor hidrostatice), cu fluid motor, ţiţei, se face direct de la rezervoare de mare capacitate.

În situaţii speciale, cînd pentru una din sondele din grup este necesară o presiune — la acţionare — mult mai mare decît pentru celelalte, se poate instala la gura acestei sonde pe circuitul fluidului motor un amplificator de presiune. În figura 5 este prezentată schema hidraulică a unui amplificator alimentat şi la partea — pompă cu fluid motor sub presiune. Amplificatorul de presiune are o construcţie asemănătoare cu cea a agrega-

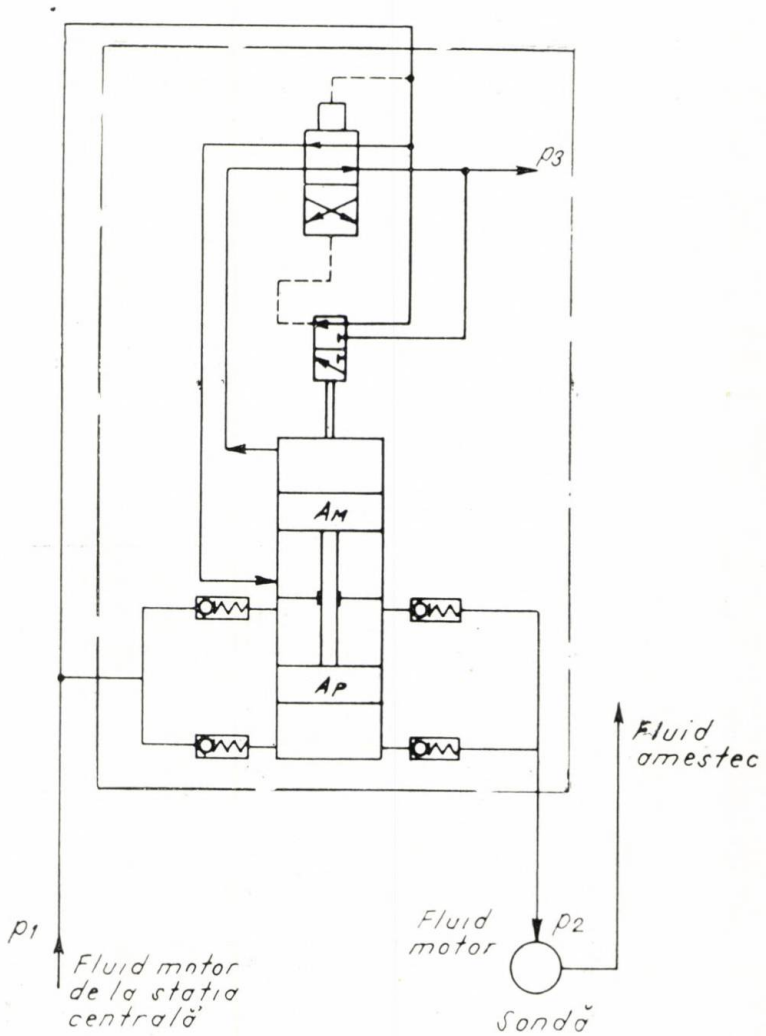


Fig. 5 Schemă hidraulică amplificator.

La acţionările în grup (fig. 4), manifoldul de distribuţie şi control al fluidului motor pentru sonde se compune din filtru regulator de presiune, distribuitor 2/2, contor, *n* distri-

tului hidraulic de adîncime. Fluidul motor „lucrat" din amplificator poate fi returnat la staţia centrală odată cu fluidul extras din sondă.

Presiune amplificată se calculează cu relația (simplificată) :

$$p_2 = p_1\left(\frac{A_M}{A_P}+1\right)-\left(\frac{A_M}{A_P}\right)p_3$$

Raportul diametrelor pistoanelor se alege funcție de raportul dorit de amplificare a presiunii.

Pentru domenii relativ mici de presiuni, alimentarea părții — pompă a amplificatorului de presiune se poate face și cu fluid de joasă presiune.

Vor rezulta desigur suprafețe mari pentru pistonul părții motor.

Elemente de calcul

Notații :

Q — debitul pompei volumice generatoare, [m³/d] ;
Q_P — debitul pompei de adîncime, [m³/d] ;
Q_M — debitul motorului hidrostatic de adîncime, [m³/d] ;
N — puterea motorului de antrenare a pompei volumice, [kW] ;
P — presiunea pompei volumice generatoare, [bar] ;
$\triangle p_1$ — pierderea de presiune în motorul hidrostatic, [bar] ;
$\triangle p_2$ — pierderea de presiune în circuitul fluidului motor sub presiune, [bar] ;
$\triangle p_3$ — pierderea de presiune în circuitul fluidului motor „lucrat", [bar] ;
$\triangle p_4$ — pierderea de presiune în circuitul fluidului pompat evacuat, [bar] ;
$\triangle p_5$ — pierderea de presiune în circuitul fluidului în amestec, [bar] ;
H — adîncimea de fixare a pompei, [m] ;
h — înălțimea nivelului de lichid din sondă
ρ_1, ρ_2, ρ_3 — densitatea fluidului motor pompat, amestecat, [kg/dm³] ;
g — accelerația gravitației, [9,81 m/s²] ;
A_P — aria pistonului pompă, [dm²] ;
A_M — aria pistonului motor [dm²] ;
K — coeficientul ariilor — raportul ariilor piston pompă și piston motor, $[A_P/A_M]$;
L — lungimea cursei pistoanelor, [dm] ;
n — numărul de curse duble pe minut a pistoanelor, [cd/min] ;
η — randamentul total al instalației ;
η_m — randamentul mecanic ;
η_v — randamentul volumetric ;
η_h — randamentul hidraulic.

Calculul parametrilor hidrostatici, caracteristici acționărilor hidrostatice ale pompelor de adîncime se face în baza schemelor de acționare și a datelor geo-tehnice a sondelor de exploatat.

În figura 6 sînt prezentate schematic agregatele hidraulice în sisteme de acționare „închise" și „deschise" (cu circuit separat al fluidului motor „lucrat" sau circuit de întoarcere în amestec cu fluidul pompat) pentru cazul particular al agregatelor hidraulice de adîncime cu pistoane motor intercalate între pistoanele pompă.

Relațiile de calcul al presiunii hidrostatice se deduc din ecuația de echilibru a forțelor rezultate din presiunile hidrostatice asupra pistoanelor agregatului hidraulic de adîncime :

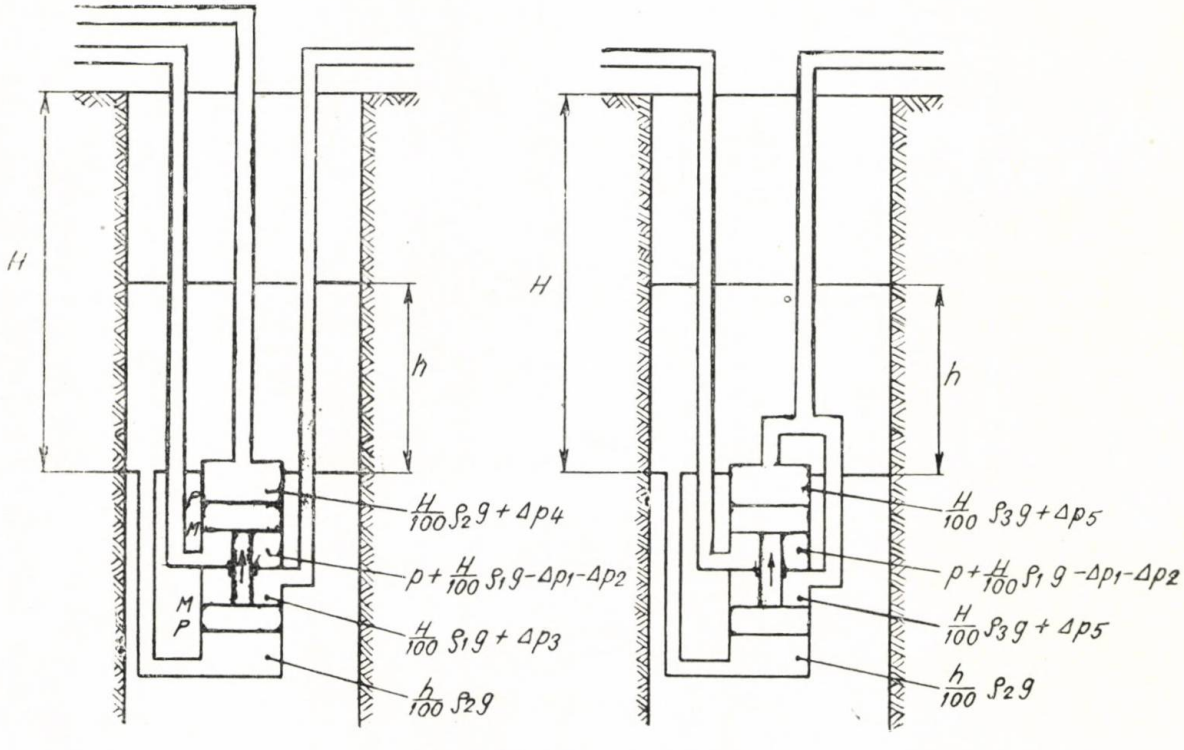


Fig. 6 Schemă calcul presiuni.

Sistem „închis" :

$$p = K\left(\frac{H - h}{100}\rho_2 g + \Delta p_4\right) + \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3$$

[bar]

Sistem „deschis" :

$$p = K\left(\frac{H}{100}\rho_3 g - \frac{h}{100}\rho_2 g + \Delta p_5\right) +$$

$$+ \frac{Hg}{100}(\rho_3 - \rho_1) \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_5 \quad [\text{bar}]$$

Debitul pompei de adîncime :

$$Q_P = 2{,}88 A_P l n \eta_{vP} \quad [\text{m}^3/\text{d}]$$

Debitul pompei volumice generatoare :

$$Q = \frac{1}{K} Q_P \frac{1}{\eta_{vM}} \quad [\text{m}^3/\text{d}]$$

Puterea hidraulică a pompei volumice :

$$N_h = \frac{1}{864} Qp \quad [\text{kW}]$$

Puterea motorului de antrenare :

$$N = \frac{1}{864} Qp \frac{1}{\eta_m} \quad [\text{kW}]$$

Randamentul volumetric al pompei de adîncime :

$$\eta_{vP} = \frac{Q_P}{2{,}88 A_P l n}$$

Randamentul volumetric al motorului de adîncime :

$$\eta_{vM} = \frac{2{,}88 A_M l n}{Q}$$

Randamentul volumetric total :

$$\eta_v = \eta_{vP}\eta_{vM} \qquad \eta_v = \frac{1}{K}\frac{Q_P}{Q}$$

Randamentul hidraulic total
Sistem închis :

$$\eta_h = \frac{p - \Delta p_1 - \Delta p_2 - \Delta p_3 - K\Delta p_4}{p} =$$

$$= \frac{K\rho_2 g(H - Z)}{100p}$$

Sistem deschis :

$$\eta_h =$$

$$= \frac{p - \Delta p_1 - \Delta p_2 - \Delta p_5(1 + K) - (\rho_3 - \rho_1)\frac{gH}{100}}{p} =$$

$$= \frac{Kg(\rho_3 H - \rho_2 h)}{100p}$$

Randamentul total al instalației de pompaj hidraulic :

$$\eta_i = \eta_m \eta_v \eta_h$$

Sistem închis :

$$\eta_i = \eta_m \frac{Q_P}{Q} \frac{\rho_2 g(H - h)}{100p}$$

Sistem deschis :

$$\eta_i = \eta_m \frac{Q_P}{Q} \frac{g(\rho_3 H - \rho_2 h)}{100p}$$

Pentru calculele preliminare de dimensionare se folosesc relațiile :

$$N = \frac{1}{8640} Q_P (H - h) \frac{1}{\eta_i} \quad [\text{kW}]$$

$$Q = \frac{1}{K} Q_P \frac{1}{\eta_v} \quad [\text{m}^3/\text{d}]$$

$$p = K \frac{H - h}{10} \frac{1}{\eta_h} \quad [\text{bar}]$$

Pentru calcule preliminare se pot considera $\eta_v = 0{,}65$, $\eta_h = 0{,}85 \ldots 0{,}9$ și $\eta_i = 0{,}45 \ldots 0{,}5$.

Considerațiuni finale

În prezent se lucrează cu presiuni maxime de 350 bar la generatorul hidrostatic și 280 bar la gura sondei. Debitele maxime extrase efectiv sînt de 600 m³/d pentru diametrele cele mai mari de agregate hidraulice.

Randamentele totale ale instalțiilor oscilează în general în jurul valorii de 0,4. Există tendința de a fi ridicate pînă la 0,5.

Alegerea sistemului de acționare hidrostatică individuală sau în grup (centrale) se face în urma unor analize minuțioase a caracteristicilor geo-tehnice ale sondelor. În cazul acționărilor în grup, presiunile hidrostatice ale fluidului motor pentru extragerea unui anumit debit trebuie să fie sensibil egale, pentru ca instalațiile să lucreze cu randament optim.

Funcție de înălțimea de liftare a lichidului $H-h$, se folosesc agregate hidraulice cu valori corespunzătoare ale lui k — raportul ariilor piston pompă — piston motor. Pentru sonde de mare adîncime se folosesc evident agregate hidraulice cu $k<1$ (amplificatoare de presiune). Pentru sonde mai puțin adînci se folosesc agregate hidraulice cu $k>1$ (reducătoare de presiune).

Datorită ponderii foarte mari, în prezent, a acționării mecanice, cu prăjini, acționarea hidrostatică nu se aplică la concurență cu aceasta, ci numai în situația în care acționarea mecanică fie nu poate fi

tehnice considerabile, de exemplu la sonde deviate, deloc aplicată, fie prezintă dezavantaje economice și sonde cu debite mari, sonde adînci.

Din punct de vedere energetic, aplicarea transmisiilor hidrostatice la pompele de adîncime în domeniul de puteri între 80 și 200 CP este pe deplin justificată cunoscut fiind că acesta este domeniul de puteri în care acest tip de transmisie este superior altora.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Zaba, J.:* Modern Oil-Well Pumping. The Petroleum Publishing Co.

[2] *Wilson, P. M.:* Introduction to Hydraulic Pumping, 1976, Kobe Inc.

[3] *Liepold, R.:* Zwei neue hydraulische Förderhilfsmittel / Teil 1. In . Erdoel-Erdgas, 12/74, p. 445.

[4] *Ebertshäuser, H.:* Grundlagen der Olhydraulik. Krausskopf-Verlag.

CZ : 621.25

Aspecte privind calculul și construcția sitelor vibratoare

Ing. Dan **IONESCU** — I.C.S.I.T.U.P.M.

Generalități

În ultimii ani puterea medie a instalațiilor de foraj a crescut la mai mult decît dublu, în scopul atingerii unor adîncimi de foraj din ce în ce mai mari. Forajul modern al sondelor de medie și mare adîncime nu poate fi conceput fără noroaie de bună calitate, dacă ținem seama de multipele avantaje înregistrate prin folosirea acestora. Dintre aceste avantaje, pe baza rezultatelor experiențelor efectuate de firme specializate ca „Ekels", „ESSO Production", „Imperial Oil of Canada", menționăm :

— mărirea duratei de funcționare a sapei cu 40—80% ;

— reducerea uzurii prăjinilor grele și a racordurilor acestora ;

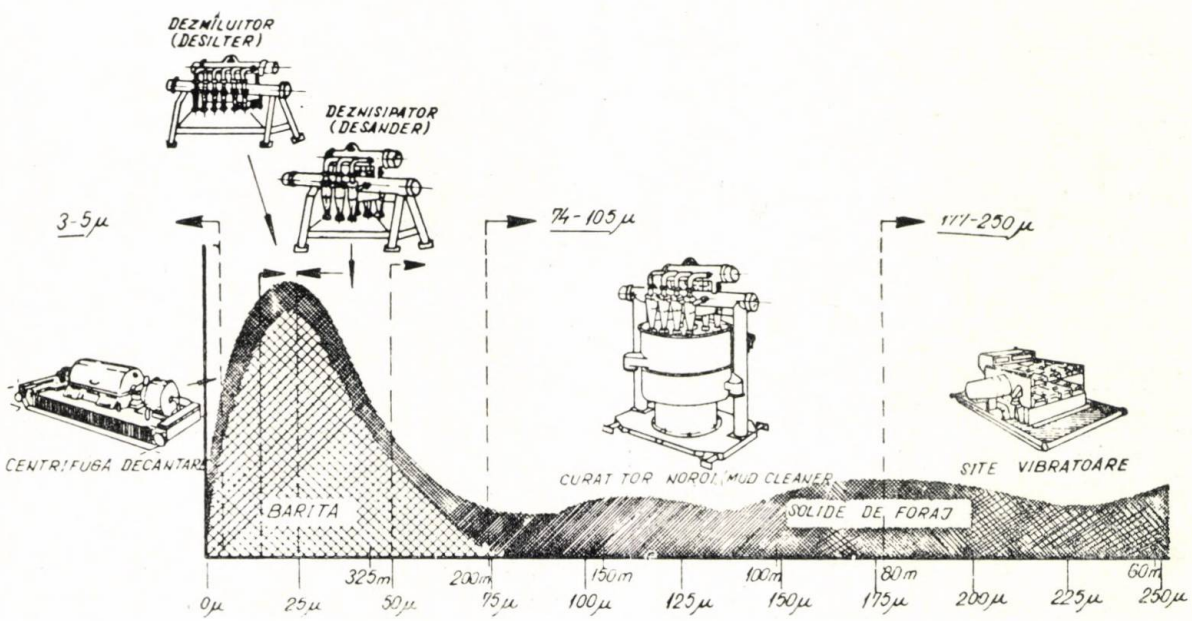
— mărirea vitezei de avans cu 30—50% pentru adîncimi pînă la 2100—2500 m și chiar cu 100% pentru adîncimi între 2500 și 4300 m ;

— reducerea uzurii pieselor componente ale părții hidraulice a pompelor de noroi cu 60—80% ;

— reducerea prețului de cost prin reducerea lucrărilor de întreținere și a timpului neproductiv ;

— micșorarea eforturilor tangențale de transmisie a garniturii datorită colmatajului redus ;

— realizarea de economii la aditivi pentru combaterea pierderilor prin circulație.



DIMENSIUNEA PARTICULELOR IN MESH SI MICRONI
(25μ = 0,001 in)

FIG 1
DOMENIILE DE UTILIZARE ALE ECHIPAMENTELOR DE CURAȚIRE

Pe baza activităţii de cercetare, proiectare şi experimentare în şantier, gama echipamentelor destinate curăţirii fluidelor de foraj este azi substanţial diversificată. Nomenclatorul acestor echipamente, în ordinea descrescătoare a mărimii particulelor separate, este următorul (fig. 1) :

— site vibratoare standard ..... minimum 250—300 microni ;
— site vibratoare fine ..... minimum 178 microni ;
— supersite vibratoare (super-screen) ..... minimum 105 microni ;
— curăţitor de noroi (mud cleaner) ..... între 74—105 microni ;
— deznisipător (desander) ..... între 25—50 microni (pentru noroaie neîngreunate) ;
— dezmîluitor (desilter) ..... între 15—25 microni (pentru noroaie neîngustate) ;
— recuperator de argilă (clay ejector) ..... între 15—40 microni (pentru noroaie îngustate) ;
— centrifuge de decantare ..... sub 7,5 microni.

Principiile care stau la baza funcţionării acestora se pot împărţi în două categorii principale şi anume :

a) separarea prin mişcare vibratorie ;

b) separarea prin mărirea acceleraţiei gravităţii.

Ţinînd cont de faptul că nu se poate concepe o curăţire eficientă numai printr-una din cele două metode, principiile moderne de lucru au fost canalizate în sensul coroborării celor două metode.

În ţara noastră existau asimilate în fabricaţie echipamente de curăţire cu performanţe medii cum sînt : site vibratoare standard, deznisipătoare, dezmîluitoare, etc.

Activitatea de cercetare desfăşurată în ultimii ani a permis ridicarea performanţelor existente, paralel cu realizarea de noi utilaje, care să acopere întregul domeniu dimensional de particule ce trebuie separate.

În cele ce urmează vor fi tratate principalele aspecte de calcul şi considerente de ordin constructiv şi funcţional, ce au fost a-

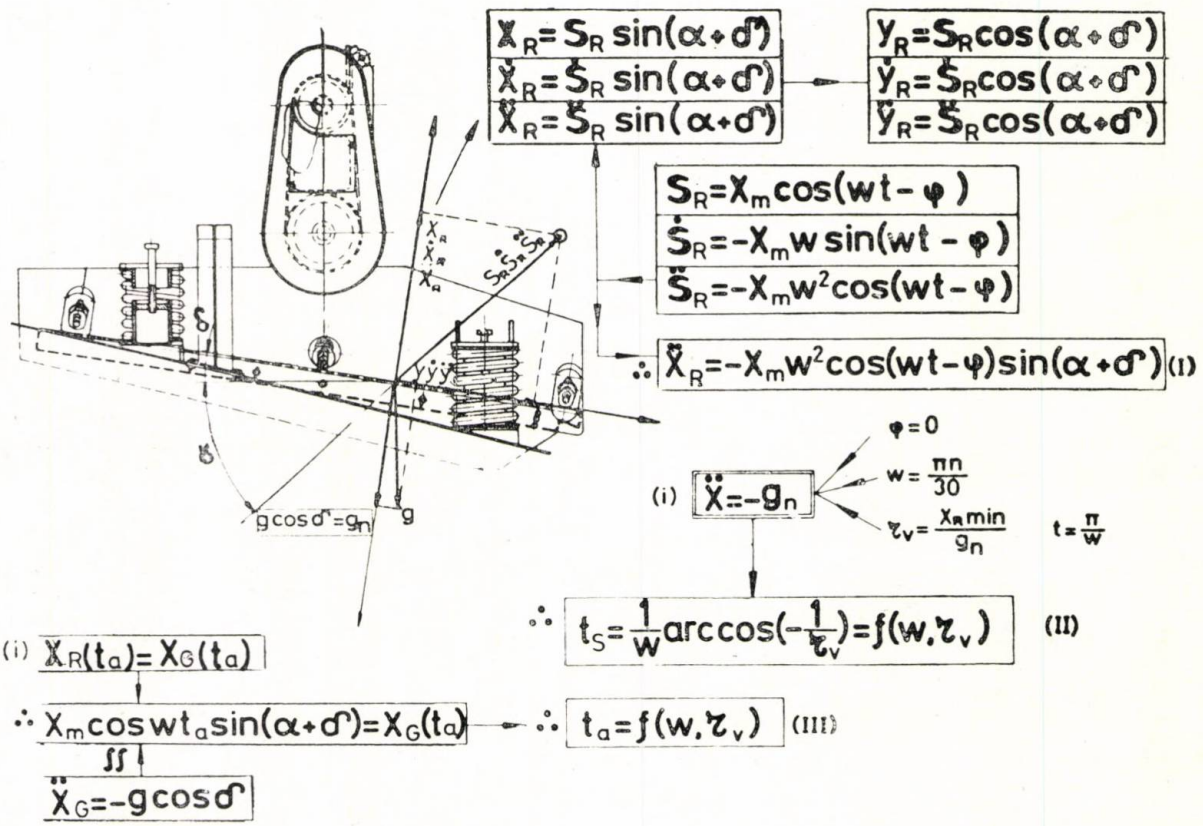


Fig. 2

bordate în proiectarea, execuţia şi experimentarea prototipului sitei vibratoare variabile S.V.V.—60, cu performanţe substanţial îmbunătăţite, după cum urmează :

— debit de fluid cernut :
— suprafaţa de cernere ..... 1,8 m^2 ;
— plase de sîrmă utilizate :
  — maxim (plasa 24 x 26 mesh) ..... 45 l/s ;
  — minim (plasa 60 x 60 mesh) ..... 25 l/s ;
  — particule peste 300 microni .... 24 x 26 mesh ;
  — particule peste 180 microni .... 60 x 60 mesh ;

— turația axului vibrator ..... 1230 mm ;
— amplitudinea vibrației ..... 6—9 mm ;
— unghiul de înclinare al plasei de sîrmă ..... 7° ; 9° ; 11° ;
— motor electric de antrenare :

— tip ..... antiexploziv ;
— putere ..... 1,5 kW
— tensiune alimentare ..... 220 380 V ;
— frecvența ..... 50 Hz.

CALCULUL DE REZISTENȚĂ ȘI AL PARAMETRILOR DE MIȘCARE

Parametrii de mișcare care determină funcționarea sitelor vibratoare sînt amplitudinea vibrației, pulsația sistemului perturbator, unghiul de înclinare al sitei și unghiul de aruncare a materialului.

Literatura de specialitate prezintă două metode de calcul, una grafo-analitică și alta analitică a parametrilor de mișcare. Ambele metode pornesc de la ipoteze că pentru determinarea mișcării particulei solide, aceasta poate fi considerată ca un punct de dimensiuni infinitesimale, dar de masă considerabilă.

Calculul parametrilor de mișcare prin metoda grafo-analitică. Plasînd un triedru de referință solidar cu plasa de sîrmă a cadrului vibrant, așa cum este arătat în figura 2, se exprimă ecuația de mișcare a punctului (particulei) de masă m prin ecuația vectorului de poziție $S_R = \mathcal{X}_m \cos(Wt - \varphi)$, unde $\mathcal{X}_m$ = amplitudinea vibrației, W = pulsația sistemului perturbator, iar φ = unghiul de defazaj.

Expresiile ordonatei și respectiv abscisei punctului sînt :

$\mathcal{X}_R = R_R \cdot \sin(\alpha + \delta)$, unde δ este unghiul de înclinare al sitei ;

$Y_R = S_R \cdot \cos(\alpha + \delta)$, unde α este unghiul vectorului de poziție.

Efectuînd derivatele de ordinul doi și înlocuirile de rigoare se obține expresia amplitudinii :

$$\ddot{\mathcal{X}}_R = -\mathcal{X}_m \cdot W^2 \cos(Wt - \varphi) \sin(\alpha + \delta) \quad (1)$$

Dar analiza cernerii nu se rezumă numai la găsirea unei expresii matematice pentru o serie de parametri ai mișcării, ci este necesară și interpretarea acesteia, lucru dificil ținînd cont expresia amplitudinii. Pentru acest considerent s-a determinat timpul de desprindere și de așezare.

Expresia timpului de desprindere rezultă din condiția ca amplitudinea mișcării să fie egală și de sens contrar componentei forței gravitației, care tinde să așeze particula pe suprafața de separare : $\ddot{\mathcal{X}}_R = -gn$. Ținînd cont că sitele lucrează în regim supracritic unde unghiul de defazaj $\varphi = 0$ și înlocuind valoarea pulsației $W = \frac{\pi n}{30}$ și a coeficientului de cernere $\tau_v = \frac{\mathcal{X}_{R\,min}}{gn}$ $\left(\ddot{\mathcal{X}}_R = \text{minim}, \text{ pentru } t = \frac{\pi}{W}\right)$ rezultă pentru timpul de separare expresia :

$$t_S = \frac{1}{W} \arccos\left(-\frac{1}{\tau_v}\right) = f(W, \tau_v) \quad (2)$$

Pentru explicitarea timpului de așezare funcție de parametrii mișcării se pornește de la ipoteza că la timpul de așezare (t_a), atît sita cît și particula au aceeași poziție, ceea ce face ca : $\mathcal{X}_R(t_a) = \mathcal{X}_G(t_a)$, sau cu alte cuvinte :

$$\mathcal{X}_m \cdot \cos Wt_a \cdot \sin(\alpha + \delta) = \mathcal{X}_G(t_a) \quad (3)$$

Cunoscînd relația aruncării în vid sub unghiul de înclinare δ ca fiind $\ddot{\mathcal{X}}_G = -g \cos\delta$, prin integrări succesive rezultă expresia lui $\mathcal{X}_G(t_a)$, ce se înlocuiește în expresia (3).

După efectuarea calculelor și explicitarea timpului de așezare rezultă că și acesta este o funcție de pulsație și coeficientul de cernere ca și timpul de desprindere : $t_a = f(W, \tau_v)$.

Pe baza acestor calcule, se poate trage concluzia că atît momentul de desprindere, cît și cel de așezare a particulei sînt funcție de pulsația sistemului perturbator (W), cît și de coeficientul de cernere (τ_v) care, în fond este un coeficient adimensional. Momentul de așezare este mai mare, cel mult egal ($t_a \geq t_S$) cu momentul de desprindere, care este un multiplu al perioadei $\frac{2\pi}{W}$, deci se poate scrie : $t_a = t_S + \frac{2K\pi}{W}$

Pe baza acestor concluzii, expresia coeficientul de cernere devine :

$$\tau_v = \sqrt{\left[\frac{2K^2\pi^2 - \cos 2K\pi + 1}{\sin 2K\pi + 2K\pi}\right]} + 1 \quad (4)$$

Pentru valori întregi și pozitive ale lui K, se întocmesc tabele cu valori ale coeficientului de cernere.

Din tabelul prezentat (fig. 3), rezultă că coeficientul de cernere corespunzător timpului pentru efectuarea unui salt ($K = 1$) este $\tau_v = 3{,}3$. Pentru valori mai mari ale coeficientului de cernere, particula cade după un multiplu de perioade, ochiurile sitei rămînînd libere și scăzînd eficacitatea ei (fig. 3).

Invers, pentru coeficienţi de cernere cu valoare mică, particulele cad înaintea unei perioade, adică în interiorul ochiului, se aglomerează şi îmbîcsesc sita.

Diagrame trasate funcţie de expresia coeficientului de cernere permit alegerea valorilor optime pentru amplitudine, turaţie, unghiul de înclinare a sitei, unghiul de aruncare şi mărimea particulei. O astfel de diagramă este prezentată în figura 4.

Din analiza diagramei se poate trage concluzia că turaţia variză invers proporţionl cu amplitudinea şi că unghiul de înclinare a sitei influenţează în mod deosebit capacitatea de cernere şi eficacitatea sitei.

Atît din precizările literaturii de specialitate, cît şi din experimentările făcute, se pot da următoarele indicaţii de alegere a parametrilor sitei :

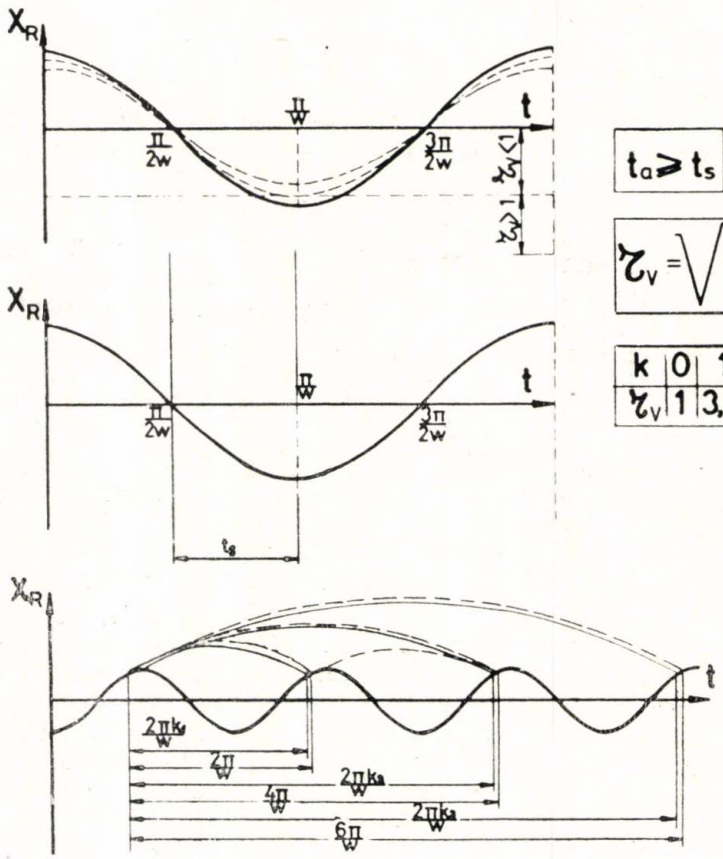
— **coeficientul de cernere, optim** va fi ales între valorile :

$$\tau_v = 3{,}0 - 3{,}5 ;$$

— **amplitudinea mişcării** va fi corespunzătoare materialului de cernut şi anume : pentru materiale cu granulaţie mare se vor adopta amplitudini mai mari decît pentru amestecurile cu granulaţie mică. Pentru sfărîmătură (cazul particulelor solide din fluidul de foraj) se adoptă amplitudini mai mari decît la cernerea materialelor a căror granule au marginile rotunjite ;

— **turaţia** variază invers proporţional cu amplitudinea şi se va adopta funcţie de aceasta din urmă ;

— **unghiul optim de înclinare a sitei** este recomandabil a fi ales între 12°—18°. Micşorarea lui sub aceste valori măreşte eficacitatea cernerii în detrimentul capacităţii de cernere (debitului).



$$t_a \geq t_s \quad t_a = t_s + \frac{2k\pi}{w}$$

$$\tau_v = \sqrt{\left[\frac{2k^2\pi^2 - \cos 2k\pi + 1}{\sin 2k\pi + 2k\pi}\right]} + 1$$

k	0	1	2	3	4
τ_v	1	3,3	6,36	9,48	12,61

Fig. 3

Calculul parametrilor de mişcare prin metoda analitică. Studiul dinamicii particulei solide sub impulsul sistemului perturbator se poate face teoretic prin metoda analitică, metodă care s-a dovedit a fi mult mai precisă, dar care oferă rezultate mai puţin sepctaculoase din punct de vedere al practicii de proiectare, datorită numeroşilor factori aleatori de care ţine seama (suprafaţa medie udată, coeficientul de frecare al fluidului pe sită etc.). Cu toate acestea se apreciază a fi utilă prezentarea cîtorva noţiuni introductive ale acestei metode.

Metoda are la bază tot exprimarea coordonatelor particulei, de această dată, însă faţă de un triedru mobil solidar cu cadrul vibrant a cărui dinamică este raportată la rîndul ei faţă de un triedu fix solidar cu batiul (fig. 5).

DIAGRAME DE LEGATURĂ ÎNTRE PARAMETRI FUNCȚIONALI AI SITEI

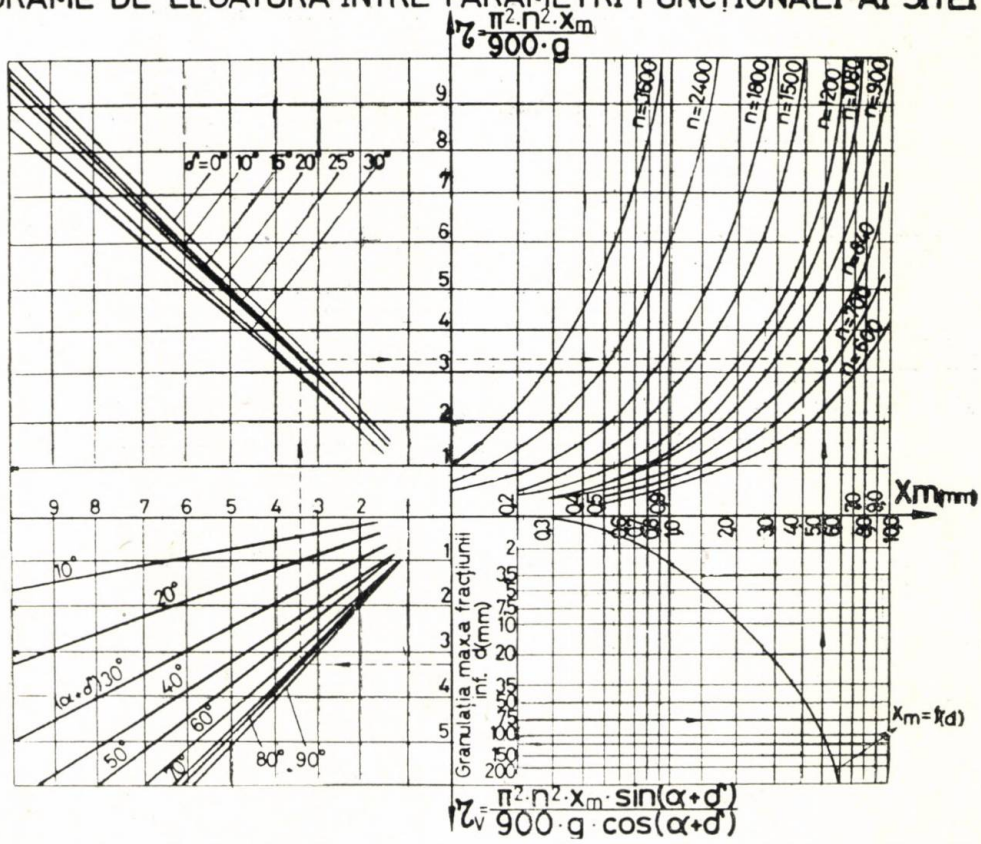


Fig. 4

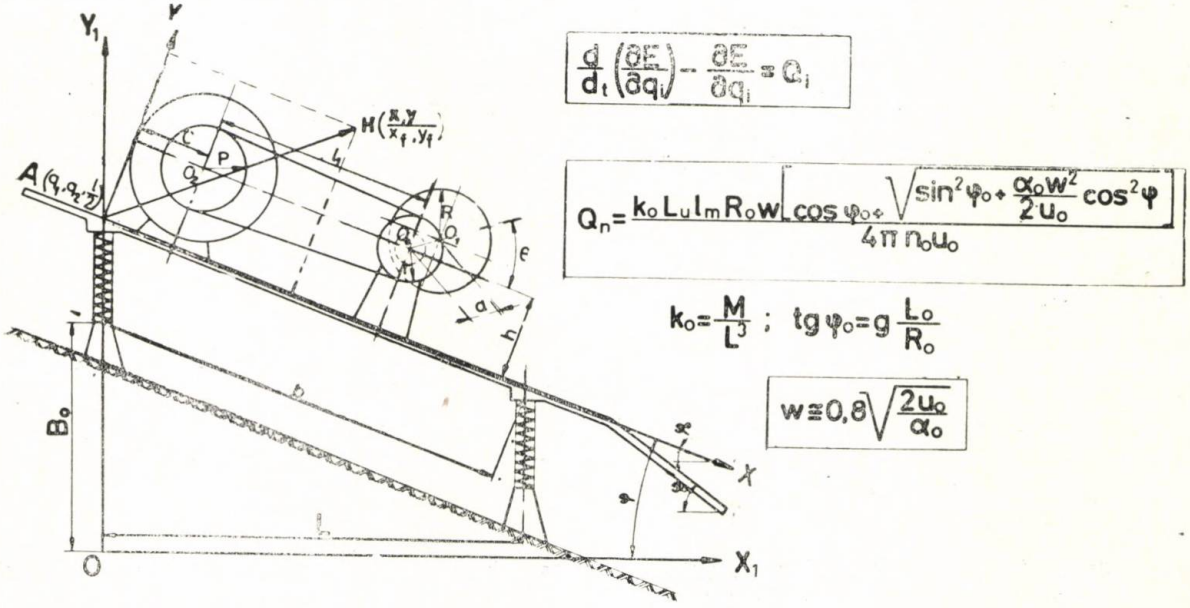


Fig. 5

Odată exprimate coordonatele generalizate, urmează înscrierea forțelor generalizate în vederea exprimării energiei cinetice a sistemului.

P baza datelor calculate mai sus, se poate scrie sistemul de ecuații diferențiale Lagrange de forma :

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial E}{\partial q_i}\right) - \frac{\partial E}{\partial q_i} = Q_i, \text{ unde :}$$

E — energia cinetică a sistemului ;
Q_i — sistemul de forțe generalizate ;
q_i — sistemul de coordonate generalizate.

Exprimarea analitică a energiei cinetice a sistemului, scrierea sistemului Lagrange ca și integrarea acestuia reprezintă calcule deosebit de laborioase ce nu pot fi prezentate în această lucrare. În figura 5 sînt, totuși, prezentate expresiile principalilor parametri constructivi și de mișcare :

— debitul :

$$Q_n = \frac{k_0 L_u l_m R_0 W\left[\cos\varphi_0 + \sqrt{\sin^2\varphi_0 + \frac{\alpha_0 W^2}{2U_0}\cos^2\varphi_0}\right]}{4\pi n_0 U_0}$$

unde :

k_0 = coeficientul de masă stabilit experimental ;
L_u = lungimea suprafeței udate ;
l_m = lățimea medie a suprafeței udate ;
R_0 = raza motorului electric considerat corp omogen ;

$\operatorname{tg}\varphi_0 = g\frac{\alpha_0}{R_0}$ = coeficient de masă ;

— viteza unghiulară : $W \cong 0{,}8\sqrt{\frac{2U_0}{\alpha_0}}$

Calculul de rezistență al sitei. Spre deosebire de dinamica mișcării sitei vibratoare, dimensionarea de rezistență nu presupune calcule, nici prea laborioase, nici prea complicate, ele rezumîndu-se practic la calculul de dimensionare și verificare al resorturilor (conform STAS 7067—76), calculul transmisiei prin curele (conform STAS 1163—71), precum și calcule obișnuite de dimensionare a diverse organe solicitate static.

De menționat este faptul că verificarea resorturilor nu poate fi făcută decît după determinarea prealabilă a limitelor (minimă și maximă), în care variază forța perturbatoare generată de forțele centrifuge produse de masele excentrice în mișcare de rotație.

Astfel, au fost luate în considerație suprafețele excentrice ale arborelui, volantului și contragreutăților suplimentare (fig. 6), cărora li s-a determinat poziția centrului de greutate pe bază analitică, cu ajutorul relațiilor :

$$X_{G_i} = \frac{\sum_{i=1}^{n} A_i X_i}{\Sigma A_i}; \quad Y_{G_i} = \frac{\sum_{i=1}^{n} A_i Y_i}{\Sigma A_i}$$

unde n = este numărul suprafețelor geometrice de formă regulată, în care a fost descompusă suprafața de bază.

Forțele centrifuge dezvoltate de cele trei mase excentrice (m_a, m_v, m_{cg}) în mișcare de rotație se calculează cu relația :

$$P = m_i \omega^2 r_i \qquad (5)$$

Considerînd că fiecare forță în parte este generată de masa respectivă, concentrată în centrul ei de greutate, ce se rotește cu viteza unghiulară $\omega = \frac{\pi n}{30}$ pe un cerc cu raza $r = Y_{G_i}$, relația (5) devine :

$$P = \frac{G_i}{g} \cdot \frac{\pi^2 n^2}{900} \cdot Y_{G_i}, \qquad (6)$$

unde :

G_i = greutatea masei excentrice, [kg] ;
g = 9,81 m sec.^{2} — accelerația gravității ;
n = turația arborelui excentric, [rot/min] ;

În continuare, problema determinării forței perturbatoare maxime și minime (P_{max} și P_{min}) se reduce la o simplă compunere de forțe paralele de același sens, sau de sens contrar, după cum volanții completează sau sînt în opoziție cu excentricitatea arborelui.

Odată stabilite forțele perturbatoare, calculul resorturilor se desfășoară conform prescripțiilor STAS 7067—76, pentru arcuri de compresiune.

ASPECTE DE ORDIN CONSTRUCTIV

Descriere-funcționare. Considerîndu-se cunoscută construcția sitei vibratoare, variabilă, în cele ce urmează nu se va insista decît asupra anumitor particularități de ordin constructiv.

Cadrul vibrant realizat în construcție sudată, din profile laminate și tablă se montează înclinat (sub un unghi variabil de 7°, 9° sau 11°), între doi pereți laterali din tablă, pe care sînt sudate suporturile arcurilor elicoidale. Cadrul înclinat permite montarea plasei de sîrmă la partea inferioară, întinderea acesteia cu un sistem de șuruburi și resorturi, precum și fixarea sistemului perturbator și de acționare la partea superioară.

Sistemul perturbator produce forţa sinusoidală armonică, generatoarea vibraţiilor forţate întreţinute, prin intermediul unui arbore excentric, simplu rezemat în două lagăre de rostogolire radial-axiale. Variaţia forţei se realizează prin poziţia a doi volanţi excentrici montaţi în capetele arborelui, în acelaşi sens cu excentricitatea axului, sau decalat pînă la 180° faţă de acesta.

Sistemul de acţionare compus dintr-un motor în construcţie antiexplozivă de 4 kW la 1500 rot/min, şaibe pentru curele, două curele trapezoidale obişnuite şi un dispozitiv de întindere a acestora care se montează deasupra perturbatorului prin intermediul unui suport metalic.

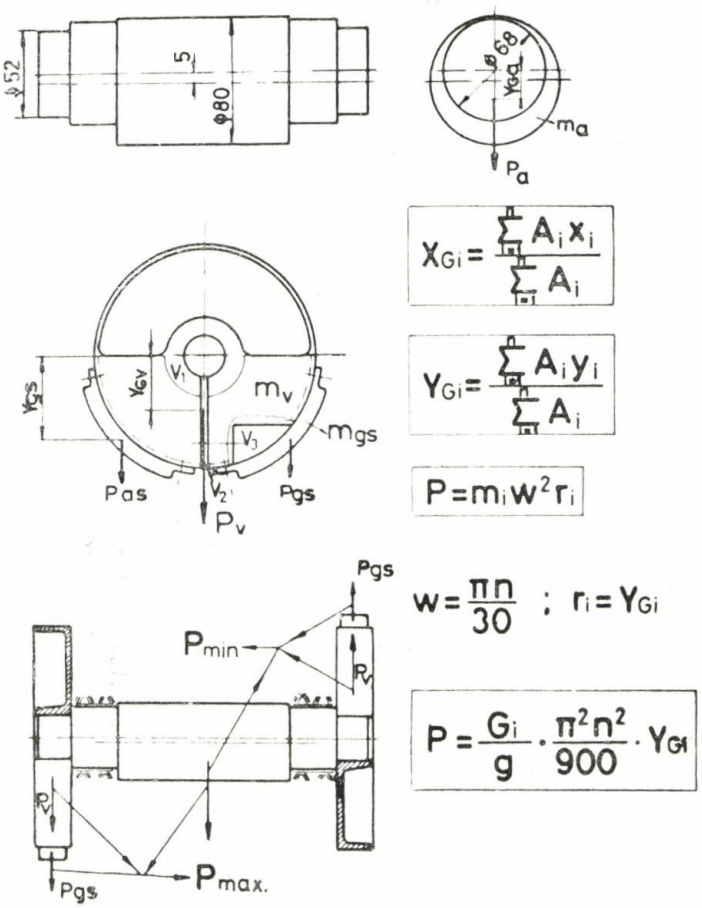
Amplasarea supraetajată a sistemelor de acţionare şi perturbare conduc la situarea centrelor lor de greutate pe aceeaşi verticală.

greutate în acelaşi punct, în scopul încărcării uniforme a arcurilor elicoidale faţă de spate.

Echilibrarea laterală s-a realizat mai simplu, prin montarea de contragreutăţi echivalente motorului, tot pe axul arborelui excentric.

Construcţia sitei asigură deci posibilităţi multiple de echilibrare longitudinală şi laterală, prin deplasarea faţă-spate a ansamblului sistem acţionare, perturbator, contragreutăţi, respectiv prin adăogarea sau eliminarea de greutăţi de echilibrare laterală.

Întreg ansamblul mobil este simplu rezemat pe batiul executat în construcţie metalică sudată prin intermediul arcurilor elicoidale, care constituie elementul elastic al mişcării ce înmagazinează energia dată de forţa cen-



$$X_{Gi} = \frac{\sum A_i x_i}{\sum A_i}$$

$$Y_{Gi} = \frac{\sum A_i y_i}{\sum A_i}$$

$$P = m_i w^2 r_i$$

$$w = \frac{\pi n}{30} \; ; \; r_i = Y_{Gi}$$

$$P = \frac{G_i}{g} \cdot \frac{\pi^2 n^2}{900} \cdot Y_{Gi}$$

Fig. 6

Pentru ca aceasta să corespundă cu verticala centrului de greutate a cadrului mobil, i s-a asigurat posibilitatea de deplasare longitudinală.

Se realizează astfel deziderатul ca întreg sistemul mobil să aibă proiecţia centrului de

trifugă, pe care o redă apoi sistemului, în scopul întreţinerii vibraţiilor forţate.

În plus, faţă de cele menţionate, sita este prevăzută cu o serie de dispozitive anexă destinate alimentării cu noroi şi cu apă precum şi reglării debitului de alimentare şi evacuare.

Experimentări pe stand și în șantier. Prototipul sitei vibratoare variabile, executat în baza acestor concluzii preliminare, a fost experimentat pe standul atelierului de microproducție al I.C.S.I.T.U.P.M.

Experimentarea s-a desfășurat în următoarele faze :

1. măsurarea lungimii în stare liberă a arcurilor elicoidale și marcarea corespunzătoare a lor ;
2. cîntărirea tuturor elementelor mobile ;
3. montajul cadrului vibrant pe batiu, cu măsurarea lungimii arcurilor pretensionate ;
4. verificarea funcționării în gol ;
5. egalizarea încărcării resorturilor în vederea echilibrării laterale în funcționare ;
6. măsurarea mecanică a axelor elipselor de mișcare a trei puncte caracteristice (spate, mijloc, față), în vederea stabilirii locurilor de aplicare a traductorilor și mărcilor tensiometrice ;
7. aplicarea traductorilor verticali și orizontali, în vederea studierii mișcării principale de cernere (a amplitudinii mișcării) în cele trei puncte stabilite anterior : extrem spate pentru studierea alimentării, extrem față pentru studierea descărcării particulelor solide separate și central pentru studiul mișcării cadrului vibrant ;
8. aplicarea mărcilor tensiometrice pe fiecare resort în parte, pentru măsurarea eforturilor unitare la funcționarea în regim și la trecerea prin frecvența de rezonanță (pornire-oprire) ;
9. efectuarea de măsurări și înregistrări tensiometrice pentru elementele menționate mai sus (amplitudini și eforturi). Diagramele de înregistrare a acestor măsurări sînt prezentate în figura 7. Din analiza acestor diagrame rezultă următoarele **concluzii :**

   a) **mărimea eforturilor unitare efective în resorturi, nu depășește 60% din valoarea efortului unitar admisibil adoptat ;**

   b) **se constată eforturi unitare și amplitudini sensibil apropiate pentru partea stîngă și dreaptă a sitei, ceea ce denotă o echilibrare laterală satisfăcătoare ;**

   c) **amplitudinile măsurate sînt în domeniul necesar cernerii cu plase pînă la 60 mesh ;**

   d) **amplitudini prea mici la arcurile față în comparație cu cele spate, fapt pentru care, atunci cînd vibrația este în decalaj de fază, se înregistrează oscilații armonice proprii, care frînează mișcarea. Acestea implică o descărcare necorespunzătoare a materialului solid separat și necesită reglarea poziției perturbatorului ;**

10. în baza acestor concluzii preliminare, s-a procedat la modificarea poziției perturbatorului în lungul sitei efectuîndu-se aceleași măsurători tensiometrice de amplitudini și

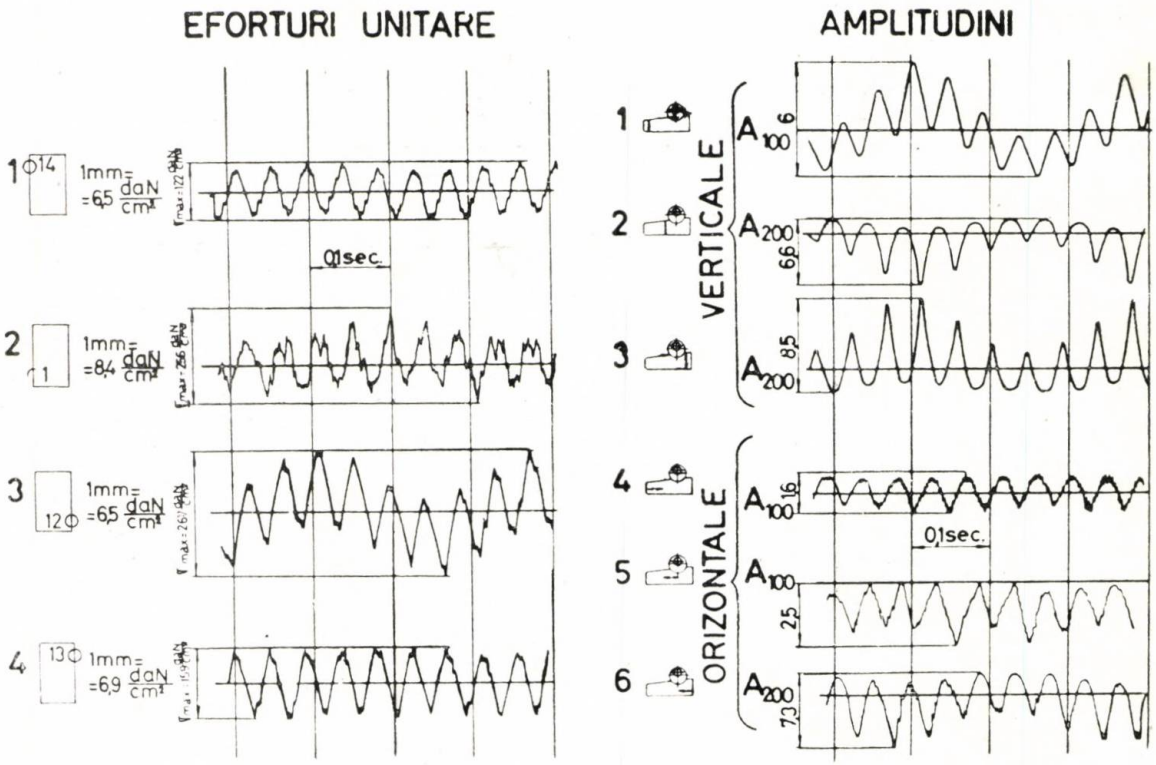


Fig. 7

eforturi unitare pentru trei poziții independente. Rezultatele acestor măsurări, prin care s-a stabilit experimental poziția optimă a perturbatorului, sînt prezentate în figura 8. Examinînd această diagramă

În urma analizei rezultatelor obținute s-a considerat că funcționarea pe stand este corespunzătoare și s-au continuat încercările în șantier, la sonda 8001 Cobia, în condițiile forajului la adîncimea de 4.950 m.

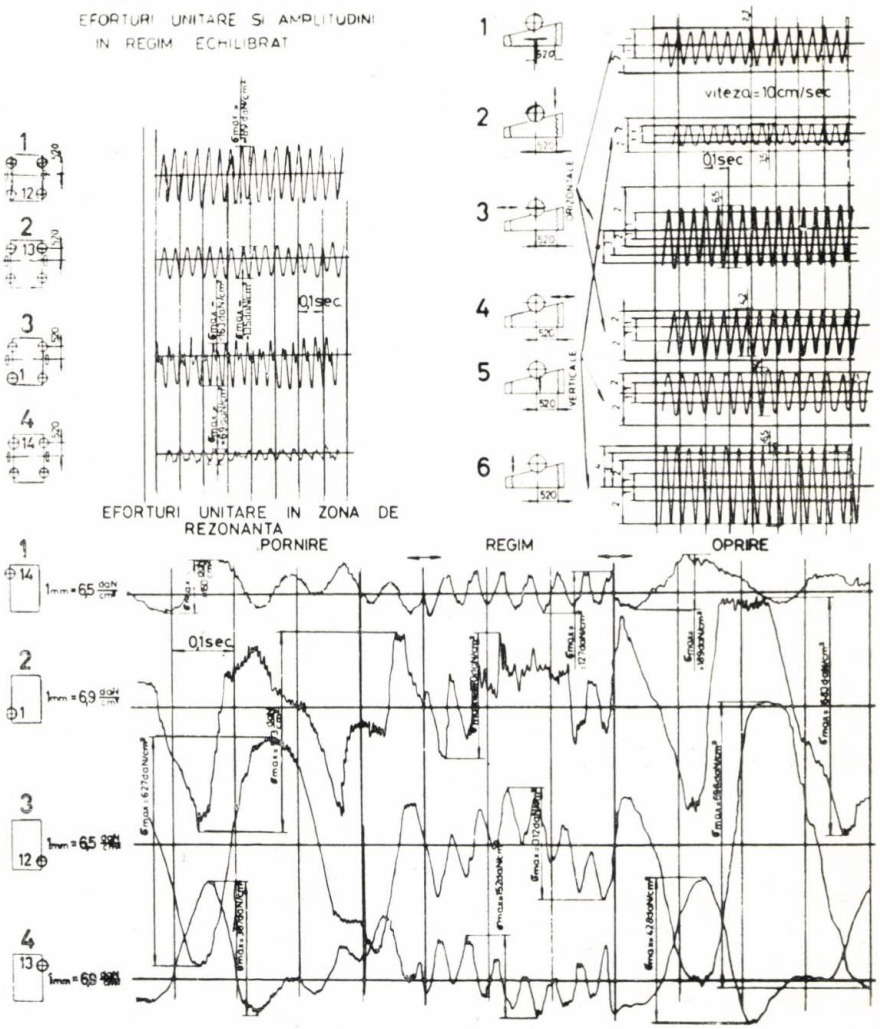


Fig. 8

constatăm îndepărtarea oscilațiilor armonice proprii, încadrarea valorilor amplitudinilor în domenii foarte apropiate, așa fel încît mișcarea particulei descrie elipse turtite la extremitățile sitei și un cerc aproape perfect în centrul acesteia, percum și echilibrarea eforturilor unitare în resorturi.

11. condițiile normale de funcționare, odată stabilite, s-au măsurat eforturile unitare în arcurile elicoidale, la turații corespunzătoare frecvenței de rezonanță (pornire-oprire). Rezultatele se înscriu sub valoarea eforturilor unitare admisibile și sînt prezentate în figura 8.

Deoarece forajul fusese întrerupt pentru o perioadă mai lungă, noroiul a fost circulat la șiu, în vederea experimentării, timp de 3 ore. Cu toate că această circulație a avut ca urmare o oarecare fluidizare a noroiului, totuși acesta nu a putut atinge calitățile din foraj, fiind mult mai vîscos. Acest lucru a fost favorabil experimentărilor, deoarece condiții mai grele de lucru nu se pot imagina.

Caracteristicile principale ale fluidului cernut au fost :

— greutate specifică 2,158 kgf/dm^3 ;

— vîscozitate la pîlnia March : ..... infinit.

În aceste condiții, sita vibratoare variabilă a cernut satisfăcător pe plase de sîrmă de 60 x 60 mesh, măsurîndu-se un debit de 10,32 l/sec/sită

S-a apreciat că acest debit se va dubla, cel puțin, în condiții concrete de foraj, cu circulație continuă și deci vîscozitate mai mică. Acest lucru a fost confirmat în cele peste 5.800 ore de funcționare înregistrate pînă în prezent.

În concluzie, **cercetările efectuate în domeniul sitelor vibratoare s-au materializat prin realizarea unui utilaj capabil să asigure o cernere eficientă în cadrul instalațiilor de foraj, pe care le echipează în totalitate.**

CZ : 622.24 : 665.5

Fenomene vibratorii la încovoiere și torsiune la arborii cotiți ai pompelor de foraj

Ing. Alexandru **RĂDULESCU**, ing. Ioan **GRĂDIȘTEEANU**, ing. M. **WOINAROSKI**, ing. V. **PELLE** — I.C.S.I.T.U.P.M.

În cele ce urmează vom prezenta rezultatele studiului întreprins asupra mișcării vivratorii ale arborilor cotiți din pompele triplex cu simplu efect, ce echipează instalațiile de foraj de mare adîncime și instalațiile hidraulice de la forajele de mare capacitate.

Cercetările, care sînt actualmente în curs asupra primului prototip românesc al pompei triplex cu simplu efect de 1600 CP, sînt îndreptate asupra efectului creșterii turației pompei la 165 rot/min față de 65 rot/min cît au pompele duplex cu dublu efect, asupra mișcărilor cu caracter vibratoriu al principalelor elemente din acest agregat, caracterizat de o funcționare și solicitare dintre cele mai complexe.

În etapa actuală a asimilării acestei construcții de pompe în țara noastră, arborii cotiți sînt executați din două bucăți, prin turnare din oțel aliat.

Calculul la vibrații trebuie să confirme sau să infirme posibilitatea apariției fenomenului de rezonanță, ori depărtarea — în frecvență — a acestui fenomen de funcționarea pompei. Din calcul, rezultă posibilitatea adoptării unor forme geometrice care să poată fi obținute printr-o tehnologie de turnare cu consum minim de metal brut.

De forma modelelor de turnare, de posibilitatea amplasării punctelor de alimentare cu metal lichid la turnare depinde greutatea netă a arborelui cotit asamblat, piesa cea mai grea din pompele triplex cu simplu efect.

În plus, este de relevat influența modului de vibrații al arborelui cotit asupra modurilor de vibrații ale carcasei pompei, bielelor, lagărelor, arborelui de antrenare și angrenajului pompei.

Necesitatea acestui studiu rezultă din faptul că problema este rezolvată neriguros, unilateral și adiacent de unele colective de proiectare a acestor agregate, prin considerarea numai a vibrațiilor de răsucire, prin abordarea unor formule empirice de la calculul arborilor cotiți ai motoarelor cu ardere internă, cu care pompele cu simplu efect se aseamănă cinematic, dar față de care se deosebesc funcțional și ca mod de rezemare.

Pentru exactitatea acestui studiu se consideră arborele cotit ca un sistem cu 4 grade de libertate, respectiv ca un arbore cu 4 mase concentrate constituite din cele 3 manetoane și flanșe cu coroană dințată.

Ecuația matriceală a vibrațiilor amortizate forțate are forma :

$$[M][\ddot{\varphi}]+[C][\dot{\varphi}]+[K][\varphi]=[F] \qquad (1)$$

Pulsațiile proprii și formele modurilor proprii se obțin prin rezolvarea sistemului de ecuații pentru vibrațiile libere dat de ecuația matriceală.

Soluțiile sistemului se caută sub forma :

$$[X]=\begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_n \end{bmatrix} \sin(P_t+\theta)=[\varkappa]\sin(p_t+\theta) \qquad (2)$$

Ținînd seama că $[\ddot{X}]=-p^2[X]$,
ecuația matriceală pentru vibrațiile libere devine :

$$-p^2[M][X]+[K][X]=0 \qquad (3)$$

și

$$([K]-p^2[M])[\varkappa]=0$$

Pulsațiile proprii sînt soluțiile ecuației algebrice :

$$det'[K] - p^2[M]) = 0 \qquad (4)$$

care are n rădăcini reale, pozitive distincte, $p_1^2 p_2^2 \dots p_n^2$.

Pentru fiecare rădăcină p_s^2 ecuația matriceală (3) devine

$$([K] - p_s^2[M])[\mathcal{X}]_s = 0 \qquad (5)$$

și este echivalentă cu un sistem algebric de n ecuații cu necunoscutele $a_{1s} \dots a_{ns}$. Se împarte fiecare ecuație cu a_{1s} și se notează cu μ_{js} rapoartele obținute :

$$\mu_{js} = \frac{a_{js}}{a_{1s}}$$

Deoarece $\mu_{1s} = 1$, noul sistem algebric conține n ecuații cu (n—1) necunoscute : $\mu_{2s} \dots \mu_{ns}$ care este compatibil, deoarece determinantul său este nul. Rezolvîndu-l, se determină forma modului propriu de ordinul s, dată de ansamblul de valori $\mu_{1s}, \mu_{2s} \dots \mu_{ns}$.

Mișcarea după modul propriu de ordinul s, este caracterizată de funcțiile :

$$[\mathcal{X}]_s = \begin{bmatrix} a_{1s} \\ \vdots \\ a_{ns} \end{bmatrix} \sin(p_s t + \theta_s) =$$

$$= \begin{bmatrix} \mu_{1s} \\ \vdots \\ \mu_{ns} \end{bmatrix} a_{1s} \sin(p_s t + \theta_s) = [\mathcal{X}]_s z_s \qquad (6)$$

unde s-a notat cu z_s coordonata principală s

$$z_s = a_{1s} \sin(p_s t + \theta_s)$$

Mișcarea generală a sistemului este dată de suprapunerea modurilor proprii :

$$[\mathcal{X}] = \begin{bmatrix} \mu_{11} \\ \vdots \\ \mu_{n1} \end{bmatrix} a_{11} \sin(p_1 t + \theta_1) + \dots +$$

$$+ \begin{bmatrix} \mu_{1s} \\ \vdots \\ \mu_{ns} \end{bmatrix} a_{1s} \sin(p_s t + \theta_s) + \dots + \qquad (7)$$

$$+ \begin{bmatrix} \mu_{1n} \\ \vdots \\ \mu_{nn} \end{bmatrix} a_{ns} \sin(p_n^t + \theta_n)$$

Considerînd matricea coloană a coordonatelor principale :

$$\begin{bmatrix} a_{11} \sin(p_1 t + \theta_1) \\ \vdots \\ a_{1n} \sin(p_n t + \theta_n) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_1(t) \\ \\ z_n(t) \end{bmatrix}$$

relația (7) poate fi privită ca o transformare de coordonate, caracterizată de matricea :

$$[A] = \begin{bmatrix} \mu_{11} & \dots & \mu_{1n} \\ \mu_{12} & \dots & \mu_{2n} \\ \mu_{n1} & \dots & \varphi_{nn} \end{bmatrix} \qquad (8)$$

astfel :

$$[\mathcal{X}] = [A][z] \qquad (9)$$

Se demonstrează relațiile de ortogonalitate al nodurilor proprii :

$$[\mathcal{X}]_i' [M][\mathcal{X}]_j = 0 \qquad (10)$$

$$[\mathcal{X}]_i' [K][\mathcal{X}]_j = 0$$

în care matricele $[X]_i'$ se obțin prin transpunerea matricei $[X]_2$.

Pe baza relațiilor (10) rezultă că matricele $[M]$ și $[K]$ se pot aduce la forma diagonală.

$$[M]_0 = [A]'[M][A] \qquad (11)$$

$$[K]_0 = [A]'[K][A],$$

elementele de pe diagonala principală numindu-se mase generalizate respectiv constante elastice generalizate și avînd expresiile :

$$m_{0j} = [\mathcal{X}]_j' [M][\mathcal{X}]_j \qquad (12)$$

$$K_{0j} = [\mathcal{X}]_j' [K][\mathcal{X}]_j$$

Introducînd relația (9) în ecuația de mișcare se obține :

$$[M][A][\ddot{z}] + [K][A][z] = 0 \qquad (13)$$

Prin înmulțire la stînga cu transpusa matricei A rezultă :

$$[M_0][\ddot{z}] + [K_0][z] = 0,$$

care desfășurată se scrie :

$$\begin{aligned} m_{01}\ddot{z}_1 + K_{01} z_1 &= 0 \\ &\vdots \\ m_{0n}\ddot{z}_n + K_{0n} z_n &= 0 \end{aligned} \qquad (14)$$

Rezultă că, în coordonate principale, mișcarea este caracterizată de n ecuații independente, fiecare din ele determinînd un mod propriu. Pulsațiile proprii rezultă :

$$p_j^2 = \frac{K_{0j}}{m_{0j}} \qquad (15)$$

Mișcarea după un mod propriu este echivalentă cu mișcarea după direcția unei coordonate principale.

Dacă se consideră că sistemul fără amortizări este supus unei excitații armonice, de pulsații ω, în fază :

$$[F]=\begin{bmatrix} F_{10} \\ \vdots \\ F_{n0} \end{bmatrix} \sin \omega t = [F_0] \sin \omega t, \qquad (16)$$

ecuațiile de mișcare devin :

$$[M][X]+[K][X]=[F_0] \sin \omega t \qquad (17)$$

Vibrația forțată va fi descrisă de soluția particulară a relației (17) :

$$[X]_0=\begin{bmatrix} a_{10} \\ \vdots \\ a_{n0} \end{bmatrix} \sin \omega t = [a]_0 \sin \omega t \qquad (18)$$

cu condiția :

$$-\omega^2[M][a]_0+[K][a]_0=([K]-\omega^2[M][a]_0)=[F]$$

Introducînd matricea de receptanță :

$$[\alpha]=([K]-\omega^2[M])^{-1}=[Z]^{-1} \qquad (19)$$

care are sens dacă $\det([K]-\omega^2[M]) \neq 0$, ceea ce înseamnă că ω nu coincide cu niciuna din pulsațiile proprii. Se obțin amplitudinile mișcării forțate :

$$[a]_0=[\alpha][F]_0$$

Ecuația de mișcare (17) în coordonate principale, devine :

$$[M][A][\ddot{z}]+[K][A][z]=[F_0] \sin \omega t \qquad (20)$$

Prin înmulțire la stînga cu transpusa $[A]'$ se obține :

$$[M]_0[\ddot{z}]+[K][z]=[\varnothing] \qquad (21)$$

în care :

$$[\varnothing]\begin{bmatrix} \varnothing_1 \\ \vdots \\ \varnothing_n \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \varnothing_{10} \\ \vdots \\ \varnothing_{n0} \end{bmatrix} \sin \omega t = [\varnothing]_0 \sin \omega t \qquad (22)$$

și :

$$[\varnothing]_0=[A]'[F]_0$$

Soluția devine, în coordonate principale :

$$[z]=\begin{bmatrix} z_{10} \\ \vdots \\ z_{n0} \end{bmatrix} \sin \omega t = [z]_0 \sin \omega t \qquad (23)$$

Matricea coloană $[z]_0$ satisface ecuația :

$$-\omega^2[M]_0[z]_0+[K]_0[z]_0=$$
$$=([K]_0-\omega^2[M]_0)[z]=[\varnothing]_0$$

de unde rezultă

$$[z]_0=([K]_0-\omega^2[M]_0)^{-1}\cdot[\varnothing]_0=[\alpha]_0[\varnothing]_0$$

Matricea de receptanță în coordonate principale are forma :

$$[\alpha]_0=\begin{bmatrix} \alpha_{10} & 0 & \cdots & 0 \\ 0 & \alpha_{20} & \cdots & 0 \\ \vdots & & & \\ 0 & \cdots & \cdots & \alpha_{n0} \end{bmatrix} \qquad (24)$$

în care

$$\alpha_{j0}=\frac{1}{m_{0j}(p_j^2-\omega^2)} \qquad (25)$$

Cu expresia (25) a receptanțelor, amplitudinile mișcării forțate în coordonate principale, devin :

$$z_{j0}=\frac{\varnothing_{j0}}{m_{0j}(p_j^2-\omega^2)}=\frac{\varnothing_{j0}}{K_{0j}}\frac{p_j^2}{(p_j^2-\omega^2)}=$$
$$=z_{jst}\cdot A_{1j}x \qquad (26)$$

Trecînd la coordonatele mișcării se obține :

$$[a]_0=[A][z]_0 \qquad (27)$$

Dacă pulsația forței perturbatoare coincide cu una din pulsațiile proprii, amplitudinea coordonatei principale respective devine infinită și toate amplitudinile deplasărilor X_i devin infinite, deci sistemul intră în rezonanță.

Un mod principal de excitație se realizează cînd se excită o singură coordonată principală z_s. În acest caz, toate celelalte coordonate fiind nule, forma mișcării forțate coincide cu forma modului propriu respectiv :

$$[a]_0=\begin{bmatrix} \mu_{1s} \\ \vdots \\ \mu_{ns} \end{bmatrix} z_{s0}=z_{s0}[\varkappa]_s \qquad (28)$$

În rezolvarea ecuației algebrice pentru determinarea pulsațiilor proprii și a formei modurilor proprii se pot întîmpina dificultăți serioase. În aceste situații se utilizează metodele aproximative care, după schema de calcul adoptată, se separă în metode de iterație și metode pas cu pas.

În metodele de iterație se consideră inițial o formă arbitrară pentru modul propriu căutat, asupra căruia se aplică un procedeu de iterație convergent, obținîndu-se în final forma reală a modului propriu și valoarea pulsației proprii respective. Metoda iterației matriceale se utilizează atunci cînd se cunoaște matricea dinamică a sistemului :

$$[D]=[M^{-1}][K]$$

sau

$$[B]=[K^{-1}][M]=[D]^{-1} \qquad (29)$$

Ecuația matriceală (3) prin înmulțire la stînga cu K^{-1} și respectiv cu M^{-1} devine :

$$[B][X] = \frac{1}{p^2}[X] \qquad (30)$$

$$[D][X] = p^2[X]$$

sau :

$$[L][X] = \lambda[X]$$

Coeficienții $\lambda_1 \ldots \lambda_n$ și matricele coloană $[X]_1 \ldots [X]_n$ care satisfac ecuația operațională (30) sînt valorile proprii și vectorii proprii ai matricei $[L]$.

Procedeul de iterație constă în următoarele :

— se consideră un vector arbitrar inițial, cu prima componentă egală cu unitatea $[X]^1$;

— se efectuează $[L]\,[X]^1$ obținîndu-se un vector care are prima componentă diferită de unitate care se notează cu λ^1;

— se normalizează vectorul produs $[L]\,[X]^1$ și se notează cu $[X]^2$ vectorul obținut.

$$[L][X] = \lambda^1[X]^2$$

— se compară $[X]^1$ cu $[X]^2$; dacă sînt identici rezultă :

$$[L][X]^1 = \lambda^1[X]^1$$

Deci este satisfăcută relația (30) pentru $\lambda = \lambda^1$ și $X = X^1$.

Deci cei doi vectori nu sînt identici, iterația continuă în același mod. Este recomandabil ca pentru modul propriu să fie aleasă o formă inițială cu toți coeficienții unitari.

Pentru sistemele fără amortizări (sau considerate ca atare) se utilizează principiul lui Rayleigh. Dacă un sistem vibrează după unul din modurile proprii, deplasările se pot pune sub forma (6). Atunci energiile cinetică și potențială devin :

$$W_c = \frac{1}{2}[X]_s^1[M][X]_s = \frac{1}{2}p_s^2 a_{1s}^2 \cos^2(p_s t - \theta_s) \cdot$$

$$\cdot [X]_s^1[M][X]_s$$

$$W_p = \frac{1}{2}[X]_s^1[M][X]_s =$$

$$= \frac{1}{2}a_{1s}^2 \sin^2(p_s t + \theta_s)[X]_s^1[K][X]_s$$

Avînd în vedere că pentru $\cos^2(p_s t + \theta_s) = 1$, $\sin^2(p_s t + \theta_s) = 0$ rezultă că atunci cînd una din energii este maximă cealaltă este nulă și invers.

Astfel mișcarea după un mod propriu pune în valoare principiul lui Rayleigh, energia cinetică maximă este egală cu energia potențială maximă :

$$\frac{1}{2}p_s^2 a_{1s}[X]_s^1[M][X]_s = \frac{1}{2}a_{1s}^2[X]_s^1[K][X]_s$$

sau

$$p_s^2 = \frac{[X]_s^1[K][X]_s}{[X]_s^1[M][X]_s} \qquad (31)$$

Raportul din membru drept al ecuației (31) se numește raportul lui Rayleigh, care poate fi utilizat în diferite etape ale procesului de inerție pentru obținerea unei aproximări mai rapide a pulsației proprii.

SOLUȚII ALE STUDIULUI VIBRAȚIILOR DE ÎNCOVOIERE ALE ARBORILOR COTIȚI

Problema vibrațiilor la încovoiere ale arborilor cotiți se tratează considerînd arborele elastic cu discurile montate și utilizînd metoda coeficienților de influență. Deplasările maselor în timpul mișcării vibratorii sînt datorate deformării prin încovoiere a grinzii și vor fi notate cu $Y_i(t)$. Masele sînt supuse forțelor de inerție Y_i. Relația dintre ele este :

$$Y_i = -m_i y_i \qquad (32)$$

Aplicînd principiul suprapunerii efectelor, deplasările Y_i vor avea expresiile :

$$y_i \sum_{i,j=1,n} Y_i \delta_{ij} \qquad (33)$$

în care : $\delta_{ij}(i=1 \ldots n,\ j=1 \ldots n)$ sînt coeficienții de influență ai sistemului și reprezintă deplasarea grinzii în secțiunea i, datorită unei forțe egală cu unitatea aplicată în în secțiunea j.

Ținînd seama de relația (33), ecuațiile de mișcare iau forma :

(34)

$$m_1\delta_{11}\ddot{y}_1 + m_2\delta_{12}\ddot{y}_2 + \cdots + m_n\delta_{1n}\ddot{y}_n + y_1 = 0$$

$$m_2\delta_{21}\ddot{y}_1 + m_2\delta_{22}\ddot{y}_2 + \cdots + m_n\delta_{2n}\ddot{y}_n + y_2 = 0$$

$$\vdots$$

$$m_n\delta_{n1}\ddot{y}_1 + m_2\delta_{n2}\ddot{y}_2 + \cdots + m_n\delta_{nn}\ddot{y}_n + y_n = 0$$

sau matriceal :

$$[\delta][M][\ddot{Y}] + [Y] = 0$$

în care δ este matricea coeficienților de influență ; M — matricea de inerție ; Y — matricea deplasărilor :

$$\delta = \begin{bmatrix} \delta_{11} \cdots \delta_{1n} \\ \delta_{21} \cdots \delta_{2n} \\ \vdots \\ \delta_{n1} \cdots \delta_{nn} \end{bmatrix}; \quad M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \cdots 0 \\ 0 & m_2 \cdots 0 \\ \vdots \\ 0 \cdots \cdots m_n \end{bmatrix};$$

$$Y = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_n \end{bmatrix}$$

Pentru sistemele cu vibrații forțate datorate cuplurilor perturbatoare care formează matricea coloană :

$$[F] = \begin{bmatrix} F_1 \\ \vdots \\ F_n \end{bmatrix}$$

ecuațiile de mișcare au forma :

$$[\delta]\,[M]\,[\ddot{Y}] + [Y] = [\delta] \cdot [F] \qquad (35)$$

Complet analog de vibrațiile de răsucire, ecuația sistemelor cu vibrații forțate și amortizate are expresia :

$$[\delta][M][\ddot{Y}] + [\delta][C][\dot{Y}] + [Y] = [\delta][F] \qquad (36)$$

înmulțind la stînga cu matricea inversă $[\delta]^{-1}$ se obține :

$$[M][\ddot{Y}] + [C][\dot{Y}] + [K][Y] = [F] \qquad (37)$$

în care $[K] = [\delta]^{-1}$ este matricea de rigiditate.

Identic, ca la studiul vibrațiilor de răsucire, se arată că pulsațiile proprii se determină prin rezolvarea determinantului

$$\det\left([K] - p^2[M]\right) = 0 \qquad (38)$$

care are n rădăcini reale, pozitive, distincte, $p_1^2 \cdots p_n^2$.

De asemenea, se demonstrează identitatea formei modurilor proprii de vibrații după coordonatele principale, ortogonalizate modurilor proprii, diagonalizarea matricelor de inerție și de rigiditate, forma matricei de receptanță pentru vibrațiile forțate exact ca la vibrațiile de răsucire, cu deosebirea că rigiditatea este socotită la încovoieri.

Metodele aproximative urmăresc determinarea pulsațiilor proprii ale arborelui pornind de la determinantul pulsațiilor (38).

Metoda Myklestad și Prohl este similară celei a lui Holzer și consideră grinda în echilibru dinamic, eforturile și deformațiile satisfăcînd condițiile la limită impuse de modul de rezemare.

în cazul arborelui cotit, momentele încovoietoare M și deplasările Y sînt nule la extremități.

$$M_0 = 0 = M_{n+1}$$

$$y = 0 = Y_{n+1}$$

De asemenea, forțele tăietoare și răsucirile sînt diferite de zero la extremități, necunoscute :

$$T_0 = X_1 \neq 0, \quad T_{n+1} \neq 0$$

$$\varphi_0 = X_2 \neq 0 \quad \varphi_{n+1} \neq 0$$

în care secțiunea o este primul lagăr și $n=1$ ultimul lagăr palier.

Se poate scrie în continuare :

$$\begin{aligned} M_{n+1} &= X_1 M_{n+1}^1 + X_2 M_{n+1}^2 \\ Y_{n+1} &= X_1 Y_{n+1}^1 + X_2 Y_{n+1}^2 \\ T_{n+1} &= X_1 T_{n+1}^1 + X_2 T_{n+1}^2 \\ \varphi_{n+1} &= X_1 \varphi_{n+1}^1 + X_2 \varphi_{n+1}^2 \end{aligned} \qquad (39)$$

În care $M_{n\ 1}^1 \cdot Y_{n+1}^1$, sînt momentele și deplasarea în secțiunea $n+1$ pentru parametrii inițiali $T_0 = X_1 = 1$, $\varphi = X_2 = 0$, iar M_{n+1}^1, Y_{n+1}^2, sînt momentul și deplasarea în secțiunea $n+1$ pentru parametrii inițiali $T_0 = X_1 = 0$, $\varphi_0 = X_2 = 1$

Sistemul obținut are soluții X_1 și X_2 diferit de zero doar dacă determinantul său este nul :

$$\Delta(\omega^2) = M_{n+1}^1 + Y_{n+1}^2 - M_{n+1}^2 \cdot Y_{n+1}^1 = 0 \qquad (40)$$

Se reprezintă grafic funcția $\Delta(\omega^2)$ și în punctele de intersecție cu axa ω^2 se găsesc valorile pulsațiilor proprii căutate.

Coeficienții din relația (40) se determină din aproape în aproape pornind din secțiunea 0, astfel :

$$\begin{aligned} Y_j &= Y_{j-1} - \varphi_{j-1} \cdot l_j - T_{j-1} \cdot \frac{l_j^3}{bEI} - M_{j-1} \frac{I_j^2}{2EI} \\ \varphi_j &= \varphi_{j-1} + T_{j-1} \cdot \frac{l_j^2}{2EI} + M_{j-1} \cdot \frac{l_j}{EI} \\ T_j &= T_{j-1} - m_j \cdot \omega^2 \cdot y_j \\ M_j &= M_{j-1} + T_{j-1} \cdot l_i \end{aligned} \qquad (41)$$

Etapele de calcul sînt următoarele :

— se aleg pulsațiile ω^2 pentru care se va calcula $\Delta(\omega^2)$;

— se consideră parametrii inițiali $Y_0 = 0$, $\varphi_0 = 0$,

$$T_0 = 1, \quad M = 0$$

și se determină M_{n+1}^1 și Y_{n+1}^1 pentru prima valoare ω^2, conform (41) ;

— se consideră parametrii $Y_0 = 0$, $\varphi_0 = 1$ $T_0 = 0$, $M_0 = 0$ și aplicîndu-se relația (41) se calculează M_{n+1}^2 și Y_{n+1}^2 pentru aceeași valoare ω^2 ;

— cu relația (40) se calculează $\Delta(\omega^2)$;

— se reiau calculele de mai sus pentru următoarea valoare ω^2;

— se reprezintă grafic funcția $g(\omega^2) = \Delta(\omega^2)$ și se determină punctele de intersecție cu axa ω^2, respectiv pulsațiile proprii;

— cu relația (41) se calculează deplasările Y pulsațiilor determinate grafic, obținîndu-se forma modurilor proprii respective.

Sistemul este mai ușor de analizat cu ajutorul matricelor de transfer, utilizînd metoda Myklestad—Prohl.

Literatura de specialitate recomandă a se ține seama, mai ales în cazul arborilor scurți, de efectul forțelor tăietoare asupra valorilor pulsațiilor proprii.

Prin experimentări va trebui determinată influența raportului între lungimea arborelui și diametrul său (ca mărimi echivalente) asupra valorilor pulsațiilor proprii. În literatură se arată că acest efect este evident pentru valori: $1/d < 10$.

În ceea ce privește efectul giroscopic, acesta nu va fi luat în considerație avînd în vedere că fenomenul care apare în funcționarea arborelui cotit este de precizie directă care conduce la creșterea turației critice și a a pulsației proprii, mai ales dacă pulsația forței perturbatoare este diferită de cea proprie. Rezultatele calculului intreprins, obținute cu formula exactă, sînt:

— turația minimă, corspunzătoare pulsației proprii minime, la vibrația de răsucire este $1{,}12 \cdot 10^3$ [rot/min];

— turația minimă, corespunzătoare pulsației minime la vibrația de încovoiere este $1{,}65 \cdot 10^3$ [rot/min], ceea ce relevă utilitatea calculului de vibrații la încovoiere;

— avînd în vedere și rezistența stabilită în regim nevibratoriu se poate aduce arborelui cotit o scădere de greutate netă de circa 450 kg. respectiv de 15%;

— se pot utiliza metodele aproximative prezentate mai sus, care dau— față de metodele exacte — rezultate eronate, în minus, de pînă la 10%.

RECENZIE

CONSTANTINESCU I. N., DARABONT, A., MEREȚ N.: „Mecanica mașinilor și a instalațiilor miniere și de preparare, vol. II, Ed. tehnică, București, 1978"

Dezvoltarea continuă și în ritm fără precedent a industriei miniere din țara noastră, deschiderea, punere în exploatare și valorificarea superioară a noi zăcăminte de cărbune și minereuri impun ca unică soluție mecanizarea complexă a tuturor proceselor de lucru din subteran și de la suprafață, perfecționarea construcției utilajelor existente și realizarea de noi mașini și utilaje miniere.

Sarcini deosebit de importante revin în acest sens inginerilor, proiectanților, cercetătorilor și cadrelor didactice din învățămîntul tehnic superior minier care activează în domeniul proiectării și realizării de mașini și instalații miniere și de preparare.

Pentru a face față unor asemenea sarcini este necesar ca atît inginerul proiectant în construcția de mașini miniere și de preparare, cît și cel din exploatare să aibă la dispoziție un îndreptar pentru calculul static, cinematic și dinamic al acestor mașini și instalații.

În această lucrare, care reprezintă volumul II al lucrării cu același titlu, se prezintă statica, cinematica și dinamica mașinilor și instalațiilor miniere utilizate în subteran și care nu au fost tratate în volumul I, precum și a celor din cariere, de la suprafața minei și a mașinilor și instalațiilor de preparare.

În primele capitole ale lucrării se abordează mecanica transportului pneumatic și hidraulic, a transportului cu cabluri și prin greutate proprie.

Se tratează în continuare dinamica transpoartelor cu raclete, utilizîndu-se o metodă originală de calcul. Se prezintă ecuațiile care caracterizează propagarea undelor elastice în lanțurile transportorului cu raclete, metodologia calculului dinamic al transportoarelor și alegerea parametrilor de bază.

În capitolul consacrat mecanicii transportoarelor cu bandă, se prezintă calculul tensiunilor în bandă, a puterii motoarelor de acționare atît în cazul transportoarelor obișnuite, cît și a celor de construcție specială.

În capitolul următor se prezintă cinematica și dinamica instalațiilor miniere de extracție.

În continuare se tratează mecanica transportului cu funiculare, mecanica compresoarelor centrifuge utilizate în industria minieră.

În capitolele următoare se studiază statica și dinamica excavatoarelor cu o cupă și a celor cu mai multe cupe, de asemenea statica și dinamica screperelor și buldozerelor.

Mecanicii transportului auto în exploatările la zi îi este consacrat un capitol special, studiindu-se autovehiculele pe două și trei osii și stabilitatea lor.

Din cadrul utilajelor de preparare se studiază întîi mecanica concasoarelor cu fălci, giratorii și cu valțuri, apoi morile cu ciocane și morile cu bile.

O atenție deosebită se acordă dinamicii ciururilor și transportoarelor vibrante studiindu-se diferite tipuri de sisteme de acționare.

Ca și în cazul volumului I al lucrării, se pune un accent deosebit pe exemplele de calcul referitoare la principalele probleme abordate, exemple menite să permită o mai bună înțelegere a noțiunilor prezentate.

Prin conținutul și tematica largă abordată, lucrarea se adresează corpului tehnico-inginerese din industria minieră, doctoranzilor și cursanților din învățămîntul postuniversitar, cadrelor didactice din învățămîntul superior și mediu, studenților facultăților de utilaj minier și de mine.

Prof. dr. ing. Nagy BELLA

15 - 18 aprilie 1980 BUCUREȘTI Expoziția de pompe

Cele mai bune elemente de etanșare

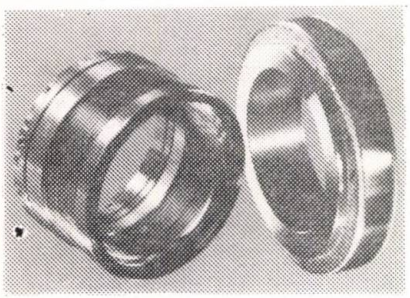
Firma Crane Packing Ltd. este una din marile companii internaționale, specializată de 60 de ani în etanșarea dinamică a arborilor și una din primele companii europene care a ridicat dispozitivele de etanșare mecanică la actualul nivel de importanță.

În prezent producția și serviciile după vînzare oferite nu sînt depășite de nici o altă companie. Ele se bazează pe largile posibilități de dezvoltare ale firmei, precum și pe o reală înțelegere a cerințelor clientului, cuprinzînd ansamblul factorilor de fabricație care afectează performanțele produselor.

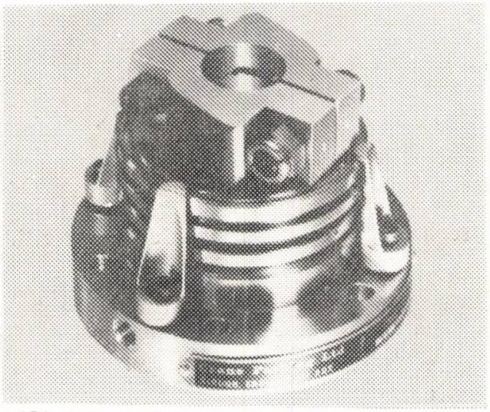
Cele mai multe aplicații de etanșare sînt simple; există însă posibilitatea de a depista aplicațiile mai dificile și de a le asigura soluții practice. Firma dispune de o vastă experiență, în special în proiecte de rafinării și instalații chimice.

Toate acestea măresc valoarea și fiabilitatea la orice nivel

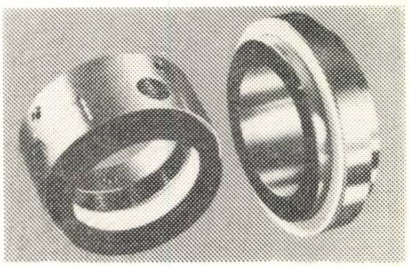
Cele 5 dispozitive ilustrate aici au fost proiectate și introduse pentru a asigura avantaje deosebite în aplicații specifice.



109. Una din variantele constructive destinată pompelor pentru industria de procese.



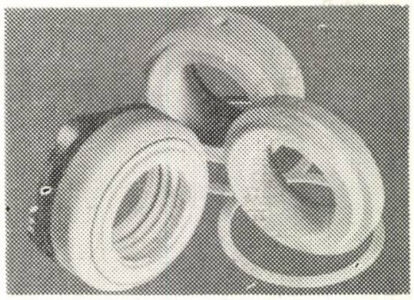
151. Este un dispozitiv de etanșare proiectat în mod special și destinat pentru reactoare sub presiune și alte recipiente de amestec, acționări de agitatoare și alte echipamente similare.



15WT. Dispozitivul încorporează elemente de etanșare metalice și poate fi utilizat atît pentru temperaturi înalte, cît și pentru temperaturi foarte joase.

8B. Un dispozitiv de etanșare la o pompă pentru conducte de transport de înaltă presiune, făcînd parte dintr-o serie proiectată pentru presiuni foarte înalte

10T. Dispozitiv cu elemente de etanșare din teflon, utilizabil pentru lichidele cele mai corozive, la pompe construite din material plastic, ceramic sau metal.



Cum vă pot ajuta serviciile noastre de consultații pentru proiectanți?

Cele 9 căi pentru satisfacerea necesităților beneficiarilor, în vederea obținerii celui mai potrivit dispozitiv de etanșare:

1. Discuții prealabile cu proiectanții de utilaje și cu operatorii.
2. Recomandări cu privire la etanșări, bazate pe o perfectă înțelegere a condițiilor de lucru.
3. Demonstrarea experienței noastre.
4. Alegerea dispozitivelor de etanșare astfel încît utilajele propuse să fie evaluate în mod echivalent.
5. Acordarea de asistență la montaj, respectiv la avizarea montajului dispozitivelor de etanșare.
6. Planificarea dispozitivelor de etanșare montate și întocmirea listelor de piese de schimb.
7. Încercări înainte de punerea în funcțiune.
8. Asistență la punerea în funcțiune.
9. Instruirea personalului pentru montajul dispozitivelor de etanșare și pentru modul de lucru al instalațiilor.

Pentru informații suplimentare...

Vă invităm să luați legătură directă cu noi la sediul nostru de la adresa de mai jos. De asemenea, inginerii noștri care călătoresc în mod regulat și frecvent prin Europa răsăriteană sînt disponibili oricînd pentru discuții fără obligații sau plată. Ne veți găsi prezenți și ca participanți la tîrguri comerciale sau industriale ca cele care se țin la Bratislava, Brno, București, Budapesta, Leipzig, Moscova, Plovdiv, Poznan și Zagreb. În cele mai multe țări avem agenți comerciali, care ne reprezintă.

East European Representative

A. G. Rosenfeld, A-1130 Vienna, Auhofstrasse 84/3Stg./4/40, Austria
Telephone 82 93 19 Telex 135 444 CPEE A.

Crane Packing Limited
Sediul central
SLOUGH, ENGLAND, SL1 4QX
Telephone 0044-0753-31122 Cable: CRANPAC SLOUGH, Telex 848176

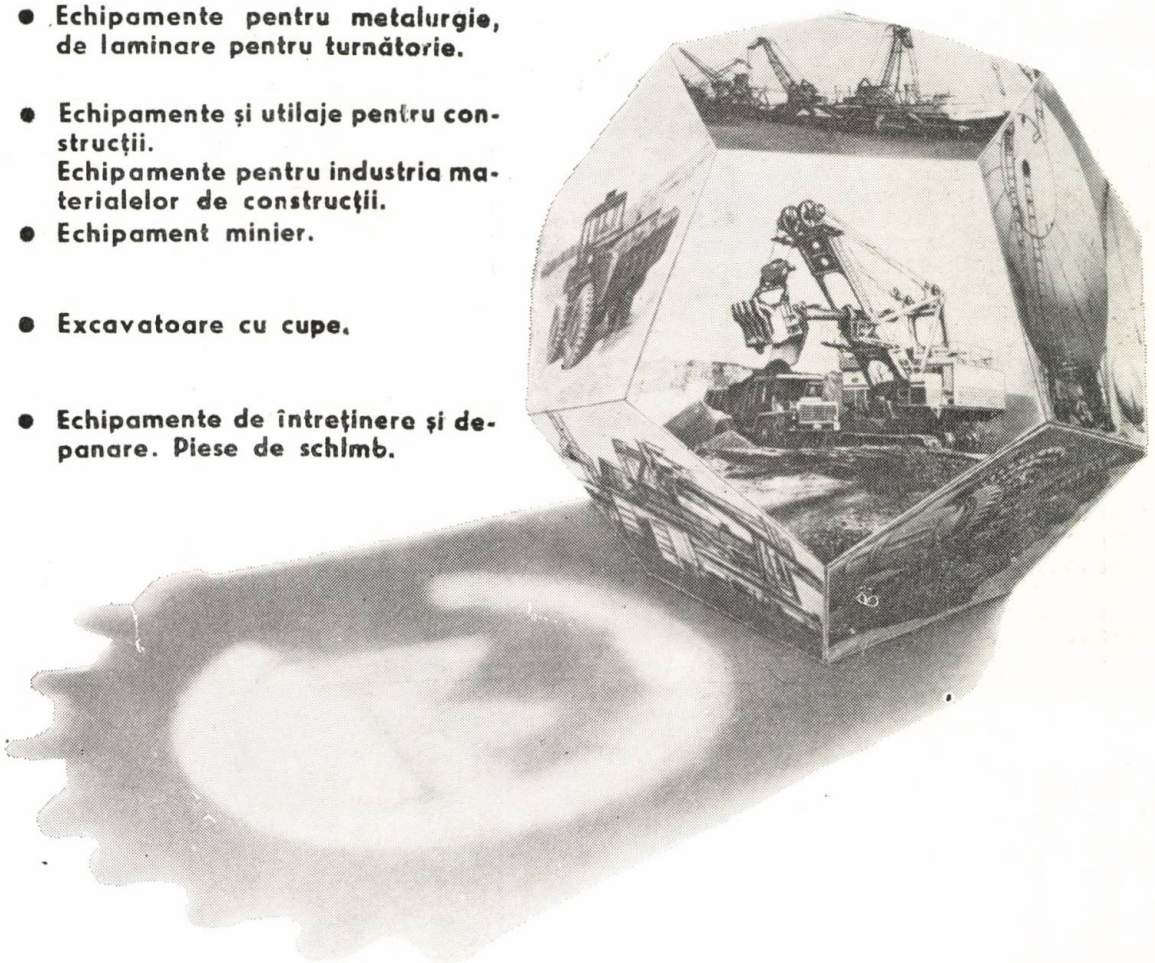
Intreprinderea sovietică de comerț exterior

MACHINOEXPORT

exportă produsele industriei de mașini grele a URSS

în 70 de țări din lume

- Echipamente și material de foraj pentru exploatări petroliere. Rezervoare de petrol. Echipamente pentru prospecțiuni geologice și geofizice.
- Aparate de ridicat și manipulare: macarale, transportoare, cricuri, palane, ascensoare și elevatoare, scări rulante . . .
- Echipamente pentru metalurgie, de laminare pentru turnătorie.
- Echipamente și utilaje pentru construcții.
  Echipamente pentru industria materialelor de construcții.
- Echipament minier.
- Excavatoare cu cupe.
- Echipamente de întreținere și depanare. Piese de schimb.



ECHIPAMENTELE ȘI UTILAJELE NOASTRE PREZINTĂ FIABILITATE, ECONOMICITATE ȘI DURABILITATE. SERVICIUL POSTVÎNZARE ESTE ASIGURAT.

MACHINOEXPORT

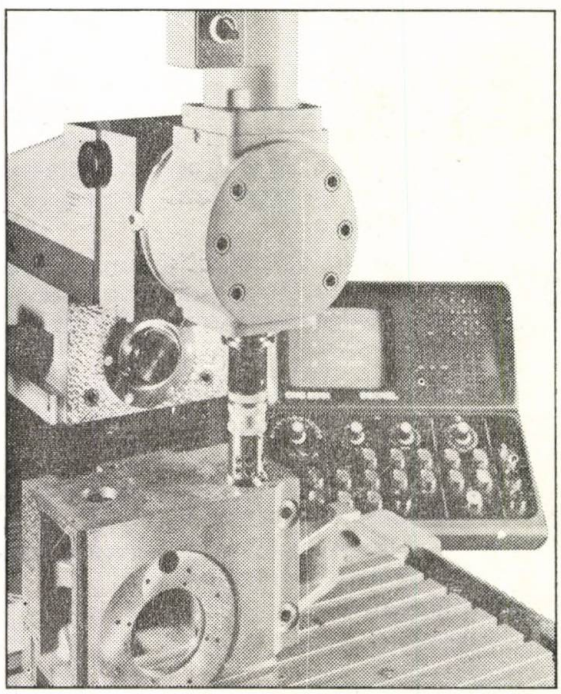
☎ 14715-42 SSSR MOSKVA 117330 MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT 7207

PUBLICOM

DECKEL

Precizie reglată la maşini universale de unelte, dela mono-piesă la mică serie

Oferta FP începe cu tipurile de bază FP1 pînă la FP3 şi FP3L/V, care sînt înzestrate serial cu un „indicator digital activ". Acesta conduce unelta automat în poziţie corectă faţă de piesă.
Treapta următoare de automatizare superioară este marcată de anexa A în denumirea de tip, adică FP3A. Această maşină este înzestrată cu comandă de segment programabilă prin testare, în tehnică de microprocesori. Caracteristica exterioară constă într-un ecran amenajat pe masa de comandă, ca organ central de control şi informaţie.
Treapta cea mai înaltă de automatizare a serii FP, este atinsă de tipurile marcate de anexa NC, adică de ex. FP4NC. Aici avem deaface cu maşini, ale căror axe de avans sînt înzestrate cu fuse cu bile precomprimate şi cu motoare de curent continuu.
În legătură cu comenzi CNC, aceste maşini de înaltă automatizare, fac posibil un regim de lucru cu comandă de traiectorie, cu deplasări pînă în 4 axe.



FP5C Centru universal de prelucrare

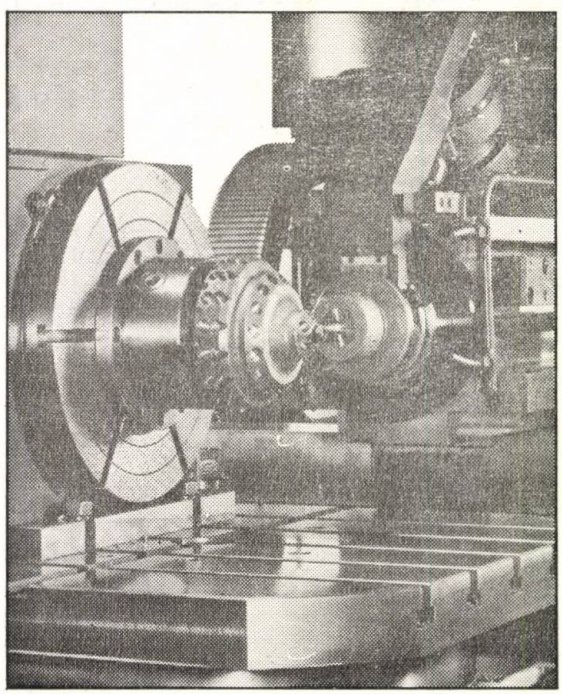
universal
facultativ: magazin-disc pentru 20 de unelte, magazin-lanţ pentru 50 de unelte, masă circulară comutantă 360 x 1°, masă fixă cu masă integrată circulară 360 x 1°, masă circulară NC cu sistem de măsurare Inductosyn (axul 4 NC), schimb de palete cu masă circulară 360 x 1°.

repede
domeniu de turaţie pînă la 4000 min^{-1}, avans rapid 10 m/min, schimb de unelte în 3 s din magazin autopurtat.

compact
domeniu de deplasare mare la o maşină mică, X-long. 800 mm, Y-vertical 500 mm, Z-transv. 630 mm, greutatea maşinei ca. 6000 kg.

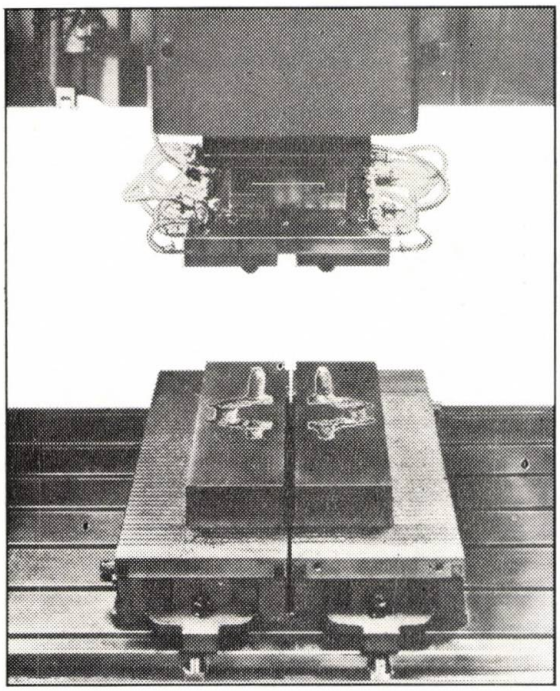
forţă-randament
antrenaj principal cu curent continuu 11 kW, putere de avans 20.000 N, fus principal cu 100 mmø, portscula cu con NK 50

exact
sistem direct de măsurare în toate axele.



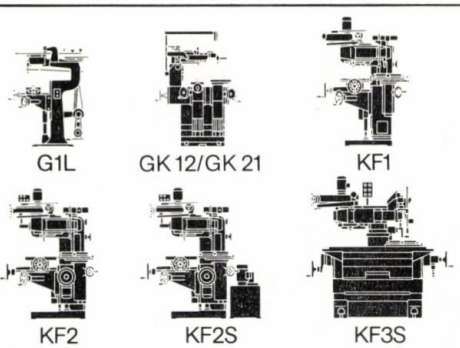
TOTUL DINTR-O SINGURĂ MÎNĂ

DECKEL



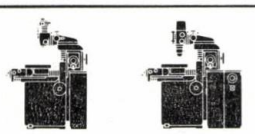
Maşini de electroerodat pentru ateliere de unelte

DE10, DE20, DE30 şi DE40. Programul Deckel de maşini de prelucrat prin electroeroziune, consecvent dezvoltat, cuprinde patru diferite mărimi de maşini, aşa că întreaga gamă, dela confecţionarea de piese mici pînă la cea de piese mari, poate fi delivrată de Deckel pentru atelierele de confecţionat unelte şi forme, pe lîngă maşinile universale de frezat, de gravat, respectiv de frezat prin copiere şi cu maşini de electroerodat.
Acest concept, dintr-o singură mînă, cu maşini armonizate între ele ca mărime, permite o plănuire optimală de ateliere, conform celor mai moderne principii.



Maşini universale de gravat şi de frezat prin copiere

universale de gravat şi copiat bi-ori tridimensional, mărind ori micşorînd, cu înaltă precizie de formă şi fineţă de suprafaţă.



Maşini în coordinate

de alezat şi rectificat, pentru ateliere de uzinat mecanisme, pentru confecţionarea de piese de precizie, în ateliere de construit aparate şi modele - cu toleranţe în domeniu de micrometrii.

Maşini universale de rectificat unelte

DECKEL

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft
Plinganserstr. 150 · D-8000 München 70
Tel. (0 89) 7 67 41 · Telex 05-23 070

Întreprinderea de comerț exterior

centrozap

40-036 Katowice, Ligonia 7, POLONIA
C.P. 825 Telex 0312-416 Telefon 513-401

Oferta constă dintr-un sortiment larg de instalații de:

1. Ventilație

cu utilizarea a diferite ventilatoare destinate pentru:
- uscarea cu flux de aer cald sau de gaze de ardere;
- insuflarea în focare și cuptoare industriale;
- aspirarea gazelor de ardere în cuptoarele industriale și cazanele de abur;
- aerisirea galeriilor de mină, a secțiilor și halelor din fabrici, a navelor, sălilor de spectacole, atelierelor, antrepozitelor etc.

2. Climatizare

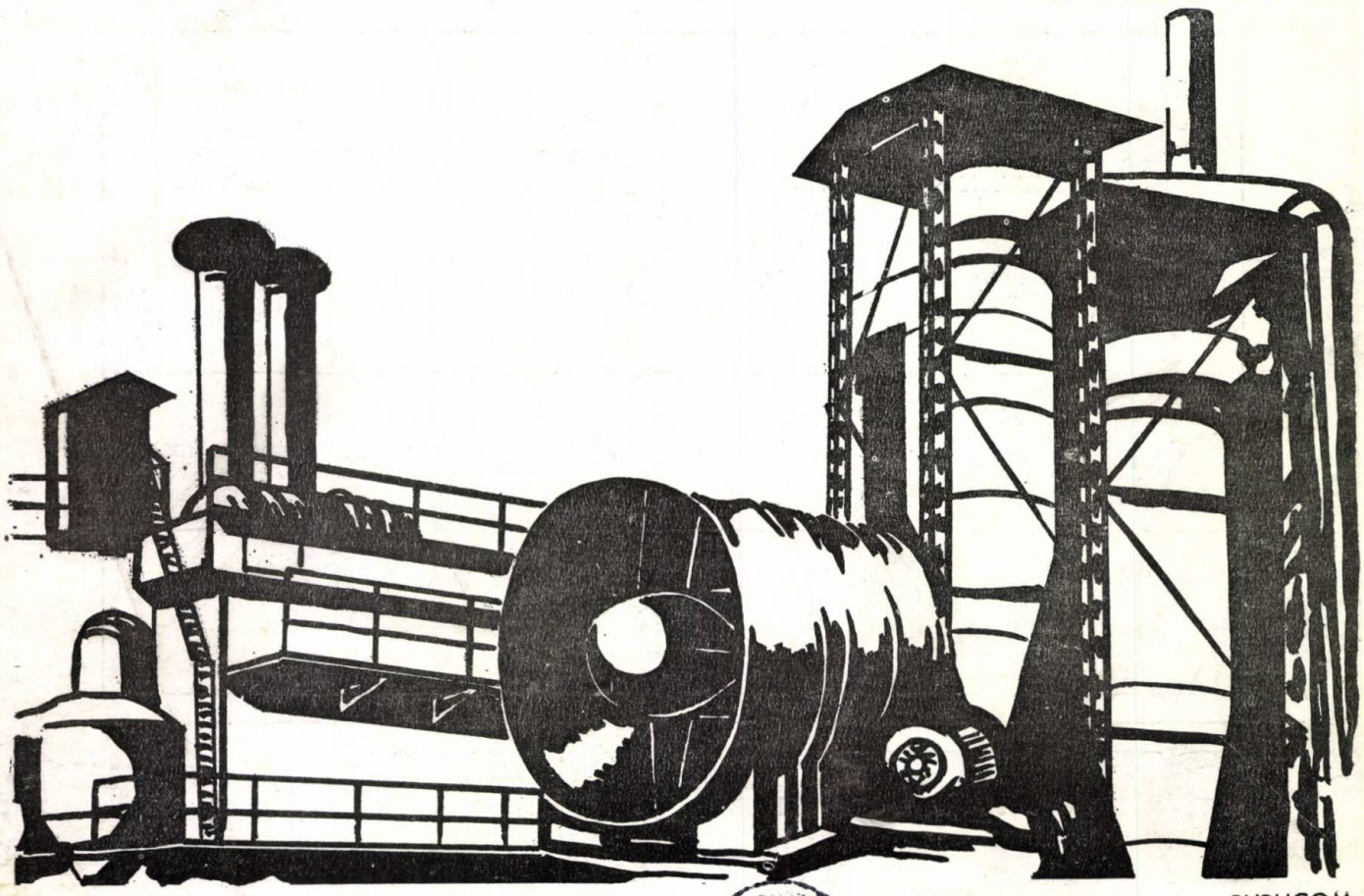
bazată în majoritate, pe brevete franceze, între care:
- centrale de climatizare cu randamente de 40 000 pînă la 160 000 m³/h:
- aparate de suprastructurare nefixate la sol, cu un randament de 3000 pînă la 40 000 m³/h, destinate în primul rînd industriei textile;
- aparate pentru condiționarea aerului, tip „sub fereastră";
- aparate pentru condiționarea aerului în cabinele podurilor rulante;
- sisteme automate pentru industria ușoară.

3. Desprăfuire

cu instalații de:
- saci filtranți;
- electrofiltre sau filtre cu insuflare intermitentă;
- separatoare de pulberi care lucrează uscat sau umed;
- cicloane, multicicloane și altele;
- instalații pentru absorbția de gaze anorganice și epurarea catalitică a gazelor.

Echipamentele menționate sînt oferite împreună cu proiectarea, livrarea și asistența la montaj a instalațiilor complete de desprăfuire sau de epurare fie a gazelor, fie a aerului, necesare în industria siderurgică, în turnătorii, industria chimică, industria prelucrătoare și în centralele energetice.

Efectuăm și analize privind poluarea atmosferei și a zonelor de protecție sanitară din întreprinderile industriale.



PUBLICOM

GRÜNDUNGSJAHR 1904

Staatsunternehmen

Vulcan Werke

București ROMANIA

● KRAFTWERKSAUSRÜSTUNGEN

— Kraftwerks — und Industriedampfkessel mit Leistungen von 10 t/h bis 1035 t/h

— Warm — und Heisswasserkessel für städtische Fernheizungssysteme mit Leistungen von 10 bis 100 Gcal/h

— Kessel mit speziellem Anwendungsgebiet: Abhitzekessel für Hüttenöfen, für die chemische Industrie, usw.

— Kraftwerksanlagenteile: Heisswasserbereiter, Filter, CO_2 — Entgaser, Behälter — in einer reichen Auswahl an Typen und Abmessungen

● ERDÖLFÖRDERUNGSRÜSTUNGEN

— Pumpeneinheiten mit Förderleistungen von 3 bis 15 to. nach rumänischen Normen

— API — Pumpeneinheiten mit Förderleistungen von 5 bis 16 to. Ausführungstypen mit gewöhnlicher (klassischer) Geometrie oder mit vorderseitiger Geometrie

Exportbeziehungen mit 28 Ländern in 5 Erdteilen

KONSTRUKTIONSVARIANTEN FÜR VERSCHIEDENE FEUERUNGSSYSTEME: SCHWERÖL, ERDGAS, BRAUNKOHLE, BITUMENHALTIGE SCHIEFER, SÄGEMEHL, SONNENBLUMENSCHOTEN UND ANDERE INDUSTRIEABFÄLLE

Str. Sebastian nr. 88 • Telex 11-127 • Phone 31.00.81

AUTOEXPORTIMPORT BRAŞOV — FOREIGN TRADE COMPANY
R. 2200 Braşov Republicii street 45 ROMANIA

AUTOBUZUL WORKS BUCHAREST

Our new model of city bus:
The 117 UDA articulated bus!

Unser neues Stadtomnibus-Modell:
Der Gelenkbus 117 UDA!

Technical data

- *Diesel engine D 2156 HM 6U type, 4 stroke, water cooled, with 6 horizontal cylinders*
- *Cylinder capacity: 10350 cm³*
- *Gear box: S 4-80 type synchronized, 4 foward speeds and one reverse*
- *Front and rear pneumatic suspension with telescopic shock absorbers*
- *Length: 16,565 m*
- *Seatsnumber: 37*
- *Max passengers number: 152*
- *Four doors pneumatically actuated*

1980 AUG 18

Technischen Daten

- Diesel Motor Typ D 156 HM6U, 4 Tacht, Wasser gekühlt, mit 6 längs angeordneten Zylinder
- Zylinder Hubraum: 10350 cm³
- Wechselgetriebe: Typ S 4-80 mit 4 synchronisierten Vorwärtsgangen und eine Rückwärtsgang
- Hinterachse und Vorderachse. Federung: pneumatisch mit Telescopstossdämpfer.
- Länge: 16,565 m
- Platzenanzahl: 37
- Maximal Anzahl der Passagieren: 152
- Vier Tühren pneumatisch betätigt

L 3279

R

BIBLIOTECA

UTILAJ PETROLIER

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

5

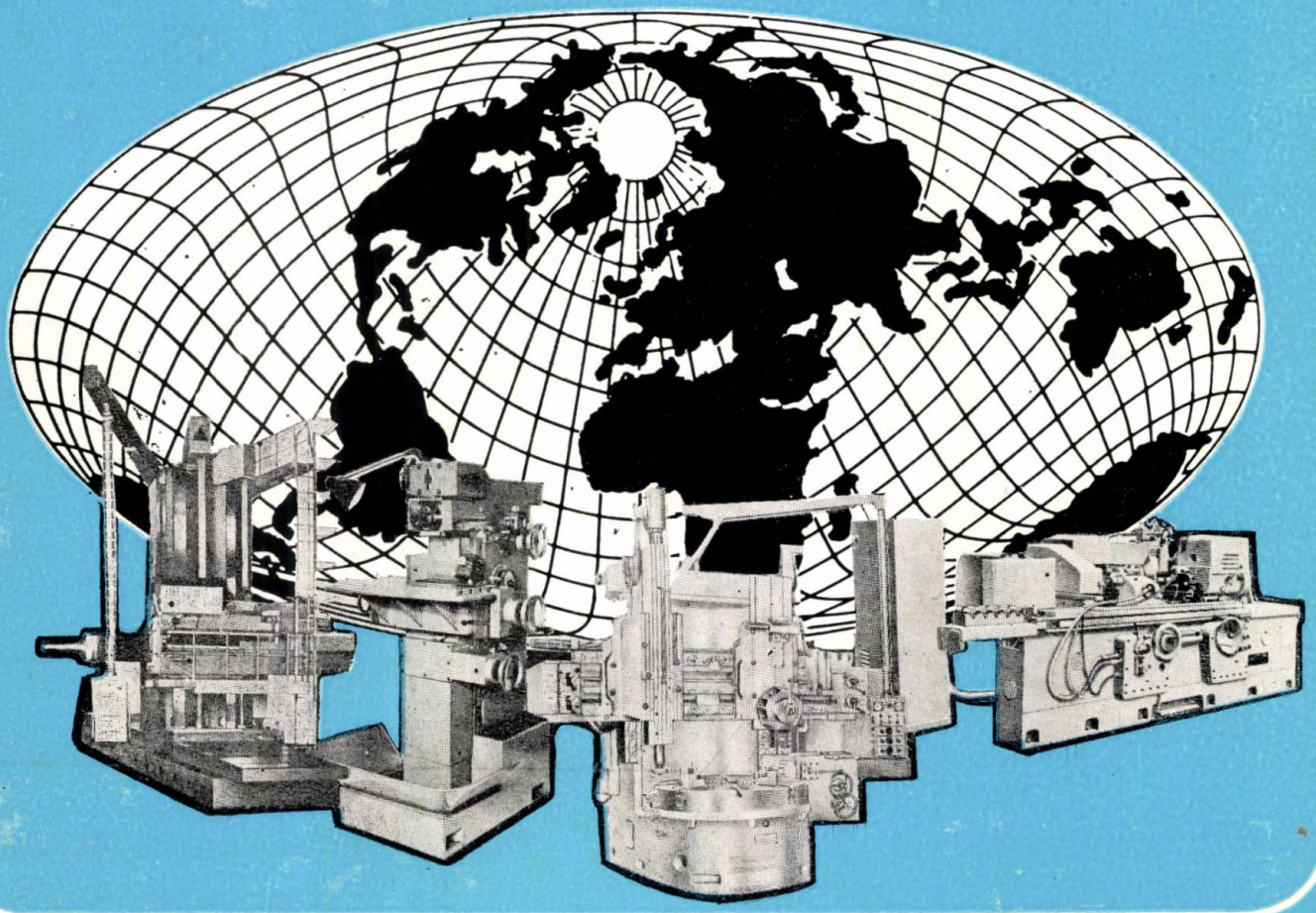
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ ANUL XXXII ■ MAI ■ 1980

MASINEXPORTIMPORT

ISCE „Mașinexportimport"
București — ROMANIA
Str. Scaune nr. 1 — 3
Telefon: 13.75.96; 15.40.50
Telex: 11206; 11216
Telegrama — MEXIM — București

EXPORTA:

Strunguri universale normale, semigrele și grele cu diametru de prelucrare de la 320 mm la 2 500 mm cu distanța între vîrfuri (centre) de la 750 mm la 15 000 mm; strunguri automate monoax 16 — 25 — 42 — 60 mm; strunguri revolver 32 — 50 — 60 — 63 — 80 mm; strunguri carusel cu diametre de prelucrare cuprinse între 1 250 — 16 000 mm; mașini de alezat și frezat cu diametrul broșei între 85 — 260 mm; freze longitudinale cu portal cu lățimea mesei între 660 — 3 600 mm; freze universale și verticale; freze de danturat; freze universale pentru sculărie; mașini de broșat; mașini de rectificat interior și exterior; mașini de rectificat fără centre; mașini de ascuțit scule; mașini de găurit; mașini de filetat interior; mașini de rabotat cu cursa de 425 la 800 mm; ferăstraie circulare și alternative de debitat metale; mașini pentru prelucrarea și finisarea bilelor de rulmenți; prese pentru îndoit tablă; prese automate înclinabile; mașini pentru roluit tablă; foarfeci de tăiat fier beton; foarfeci pentru tăiat profile; foarfeci ghilotină; ciocane pentru forje; polizoare duble; accesorii pentnu mașini — unelte.



CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXII, 5, mai, 1980

CUPRINS

UTILAJ PETROLIER

MIHĂILESCU, A., RĂDULESCU, AL., GRĂDIȘTEANU, I. : **Metode statistice de stabilire a calității unor piese de uzură din pompele de foraj.** 239

RĂDULESCU, AL., GRĂDIȘTEANU, I., POPIEL, M., DINU, V. : **Determinarea fiabilității și disponibilității pompelor de foraj.** 244

RĂDULESCU, AL., GRĂDIȘTEANU, I., WOINAROSKI, M., GAVRILENCO, VL. : **Elasticitate și fiabilitate la solicitări variabile.** 250

GRĂDIȘTEANU, I., GAVRILENCO, VL. : **Aspecte tribologice în funcționarea unor piese de uzură din pompele de foraj.** 255

TĂNASE, N., CRISTEA, V., SAMOILĂ, M. : **Aparatură pentru măsurarea lucrului mecanic al cablurilor.** 260

TĂNASE, M. **Aparatură pentru măsurarea parametrilor instalațiilor de foraj.** 272

FÎNTÎNĂ, N. **Realizări în domeniul operațiilor de finisare a inelelor de etanșare ale armăturilor industriale.** 284

RAȘEEV, D. : ULMANU, V. NICOLESCU, A. : **Contribuții privind comportarea la oboseală a prăjinilor de foraj cu racorduri sudate, pentru foraj de mare adîncime.** 289

ULMANU, V., RAȘEEV, D., **Cercetări privind precizia filetelor de la sapele cu trei conuri.** 296

RAȘEEV, D., ZECHERU, G. : **Cercetări privind comportarea unor oțeluri turnate (românești), folosite în utilajul petrolier destinat funcționării în zone geografice cu temperaturi scăzute.** 303

Consiliul științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : ing. Oscar Sorian

SUMARE

CZ : 622.24:665.5

Mihăilescu A., Rădulescu, A., Grădişteanu, I.: **Metode statistice de stabilire a calităţii unor piese de uzură din pompele de foraj.**

Lucrarea prezintă principiile calimetriei şi metodele statistice de calcul al calităţii unor utilaje şi echipamente petroliere. De asemenea, se expun rezultatele aplicării aceste metodologii la fabricaţia curentă a uzinelor constructoare, precum şi măsurile de îmbunătăţire a calităţii acestor piese şi subansamble în fabricaţie.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 5

CZ : 622.24:665.5

Rădulescu, Al., Grădişteanu, I., Dinu, I., Popiel, M.: **Determinarea fiabilităţii şi disponibilităţii pompelor de foraj.**

Lucrarea expune metodologii moderne de calcul al fiabilităţii şi disponibilităţii şi bazele matematice ale acestor metode. Se prezintă principalele teste de verificare a metodelor de calcul abordate pentru determinarea fiabilităţii şi disponibilităţii unor piese şi subansamble, ultimele tratate ca sistem.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 5

CZ : 622.24

Grădişteanu, I., Rădulescu. Al., Woinaroski, M., Gavrilenco, V.: **Elasticitate şi fiabilitate la solicitări variabile.**

Lucrarea tratează, la nivel teoretic, noile metodologii de calcul referitoare la stabilirea eforturilor limită care apar la dimensionarea unor piese din instalaţiile de foraj, greu solicitate, analizate prin prisma influenţei asupra determinării fiabilităţii acestora.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 5

CZ : 622.24:665.5

Grădişteanu, I., Gavrilenco, V.: **Aspecte tribologice în funcţionarea unor piese de uzură din pompele de foraj.**

Lucrarea prezintă rezultatele experimentărilor cu unele piese de uzură din pompe, sub aspectul energetic, al coeficientului de frecare şi al optimizării alegerii componentelor din cuplele analizate. Toate aspectele sînt analizate prin prisma creşterii performanţelor pieselor de uzură în pompele de foraj.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 5

CZ : 622.24.665.5

Tănase, N., Samoilă, N., Cristea, V.: **Metoda şi aparatura pentru măsurarea lucrului mecanic.**

Valorile lucrului mecanic efectuat reprezintă cea mai sigură indicaţie asupra gradului de uzură al cablului şi permite cunoaşterea exactă a momentului cînd trebuie schimbată zona de uzură, precum şi cifra finală de serviciu a cablului. Modul de preluare şi prelucrare a informaţiilor referitoare la deplasarea cablului pe sistemul de manevră şi la forţa existentă în cablu, conferă aparaturii o înaltă precizie de măsură, precum şi siguranţa şi robusteţea cerută aparaturii care lucrează în condiţiile instalaţiei de foraj. Se redau : consideraţiunile teoretice care definesc principiul de lucru al aparatului, aspectele critic-comparative faţă de aparatura actuală, soluţiile constructive adoptate precum şi posibilităţile de utilizare a aparaturii, în alte ramuri ale tehnicii.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 5, 20 fig., 3 tab., 11 ref.

CZ : 622.24:681.2

Tănase, N.: **Noi aparate de măsură, destinate instalaţiilor de foraj.**

Sînt prezentate rezultatele unor serii de preocupări legate de aparatura de măsură şi control destinată echipării instalaţiilor de foraj. Sînt analizate principalele grupe de parametri de foraj, care trebuie măsuraţi şi efectele tehnico-economice obţinute. Un capitol important este destinat descrierii aparaturii pentru măsurat sarcina din cablu, aparatură total originală din punct de vedere al concepţiei. În continuare se prezintă aparaturile destinate măsurării altor parametri de foraj, printre care turaţii, densitatea fluidului de foraj, nivele de fluid în habe, presiune fluid, lucru mecanic la cablu ş.a., precum şi modul cum sînt alcătuite completele de măsură a parametrilor şi modul de utilizare al acestora.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 5, 19 fig., 6 tab., 26 ref.

CZ : 622.24

Fîntînă, N.: **Realizări în domeniul operaţilor de finisare a inelelor de etanşare ale armăturilor industriale.**

Referatul prezintă cîteva realizări în domeniul finisării inelelor de etanşare ale corpurilor şi obturatoarelor robinetelor de închidere şi de reţinere ce se fabrică la I.U.P. Tîrgovişte, care contribuie la creşterea productivităţii şi îmbunătăţirea calităţii produselor.

Maşinile şi dispozitivele proiectate urmează să satisfacă necesităţile de calitate pentru toate tipurile de robinete şi să acopere domeniul de diametre (Dn 6 . . . 600 mm) din profilul acestei întreprinderi. Majoritatea soluţiilor prezentate sînt originale.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 5, 7 fig., 3 tab.

CONTENTS

DC : 622.24 : 665.5

Mihăilescu, A., Rădulescu, A., Grădişteanu, I.: **Statistical Methods for Establishing the Quality of Some Drilling Pumps Wear Parts.**

The paper presents the qualimetric principles and statistical methods for calculating the quality of some oilfield equipment and outfits. The results are also presented of applying this methodology to the production of certain components and subanssemblies currently turned out by the manufacturing works, as measures to improve the quality of the relevant components and subassemblies.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5

DC : 622.24 : 665.5

Rădulescu, Al., Grădişteanu, I., Dinu, I., Popiel, M.: **Establishing of Drilling Pumps Reliability and Availability.**

The paper presents most up-to-date cacculation methodologies of reliabilitiy and availability, as well as the mathematical bases of the relevant methods. The main tests are presented of checking up the calculation methods used for establishing the reliability and availability of certain components and subassemblies, the latter being considered a system.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5

DC : 622.24

Grădişteanu, I., Rădulescu, Al., Woinaroski, M., Gavrilenco, V.: **Elasticity and Reliability at Variable Stress.**

The paper deals, at a theoretical level, with the new calculation methodologies referring to the establishing of limit stresses occuring at the sizing of certain heavy duty drilling rig components ; the analysis takes into account the influence of the relevant stresses at establishing the components reliability.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5

DC : 622.24 : 665.5

Grădişteanu, I., Gavrilenco, V.: **Tribological Aspects of Some Drilling Pump Parts Operation.**

The paper presents the results of the experiments made with some pump wear parts, having in view the energetic aspect, the friction coefficient and the optimization of component selection from the couplings under study. All the aspects dealt with aim at increasing the performances of drilling pump wear parts.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5

DC : 622.24 : 665.5

Tănase, N., Samoilă, N., Cristea, V.: **Method and Instruments for Mechanical Work Measuring.**

The values of the mechanical work done represent the safest indication concerning the calbe wear and allow the precise knowledge of the moment when the area must be changed, as well as the cable final operating value. The taking over and processing method of the information referring to the cable travel along the hoisting system and to the cable stress grant the relevant instrument a high measuring accuracy, as wel as the reliability and sturdiness required in case of instruments operating under drilling rig conditions. The paper presents : theoretical considerations defining the instrument working principle, critical-comparative aspects as to the present instruments, design versions resorted to and possibilities to use the relevant instrument in other technical fields as well.

Constucţia de maşini, 32 (1980), no. 5, 20 fig., 3 tab., 11 pap.

DC : 622.24 : 681.2

Tănase, N,: **New Measuring Instruments Designed for Drilling Rigs.**

The results are presented of a series of research works concerning the measuring and control instruments designed to equip the drilling rigs. The main groups of drilling parameters to be measured are analysed, as well as the technical-economic effects obtained. An important chapter is designed to the description of wire-line load measuring instruments, which are of completely original design. The paper further presents instruments designed to measure other drilling parameters, namely drilling fluid density speeds, tank fluid levels, fluid pressure wire line mechanical work, and so on, as well as the way of conceiving the parameters measuring units and their use.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5, 19 fig., 6 tab., 26 pap.

DC : 622.24

Fîntână, M.: **Achievements in the Domain of Finishing Operations for Industrial Fitting Packing Rings.**

The paper presents several achievements in the field of finishing packing rings for the bodies and obturators of the stop and shut valves turned out by IUP Tîrgovişte. The relevant achievements contribute to an increased efficiency and improved products quality.

The designed machinery and devices are bound to cope with the quality requirements for all valve types and to cover the diameter range (Dn 6... 600 mm) manufactured by the relevant enterprise. Most of the solutions presented are original ones.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5, 7 fig. 3 tables

DC : 665.5.5.002.5

Raşeev, D., Niculescu, A., Ulmanu, V.: **Contributions Concerning the Wear Behaviour of Welded Joints Drill Pipes for Deep Drilling.**

Researches have been carried out on drill pipes belonging to the D, E, G 105 and S 135 resistance classes, with special welded joints. The paper presents the results of the chemical analysis, of the metallurgical research and of the research into the physico-mechanical and wear characteristics of drill pipes materials. The wear resistance has been determined both on test specimens and on life size drill pipes. The results obtained have been compared with the provisions of the API 5A, API 5AX, API 7 and STAS 8185/1968.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 5, 13 fig. 8 tab., 4 pap.

SOMMAIRE

CD : 622.24 : 665.5

Mihăilescu, A., Rădulescu, A., Grădişteanu, I.: **Méthodes statistiques de détermination de la qualité de certaines pièces d'usure des pompes de forage.**

L'ouvrage présente les principes de la callimétrie et les méthodes statistiques de calcul des qualités de certains outillages et équipements pétroliers. On expose également les résultats de l'application de cette méthodologie dans la fabrication de certaines pièces et sous-ensembles de la production courante des usines constructrices ainsi que les mesures d'amélioration de la qualité de ces pièces et sous-ensembles.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5

CD : 622.24 : 665.5

Rădulescu, Al., Grădişteanu, I. Dinu, I., Popiel, M.: **La détermination de la fiabilité et de la validité des pompes de forage.**

L'ouvrage expose des méthodologies modernes de calcul de la fiabilité et de la validité et des bases mathématiques de ces méthodes. On y présente les principaux tests de vérification des méthodes de calcul abordées pour la détermination de la fiabilité et de la validité de certaines pièces et sous-ensembles, ces derniers étant traités comme système.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5

CD : 622.24

Grădişteanu, I., Rădulescu, Al., Woinarovski, M., Gavrilenco, V.: **Elasticité et fiabilité aux sollicitations variables.**

L'ouvrage traite-théoriquement-des nouvelles méthodologies de calcul relatives à la détermination des efforts-limite issus du dimensionnement de certaines pièces des installations de forage, très sollicitées, analysées à travers le prisme de l'influence sur la détermination de la fiabilité de celles-ci.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5

CD : 622.24 : 665.5

Grădişteanu, I., Gavrilenco, V.: **Aspects tribologiques dans le fonctionnement de certaines pièces d'usure des pompes de forage.**

L'ouvrage présente les résultats des expérimentations sur certaines pièces d'usure des pompes, sous aspect énergétique, du coeficient de frottement et de l'optimisation du choix des composants des couples analysés. Tous les aspects sont/analysés du point de vue de l'accroissement des performances des pièces d'usure dans les pompes de forage.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5

CD : 622.24 : 665.5

Tănase, N., Samoilă, N., Cristea, V.: **Méthode et appareillage pour la mesure du travail mécanique.**

Les valeurs du travail mécanique effectué constituent la plus sûre indication du degré d'usure du câble et elles permettent de connaître exactement le moment où l'on doit changer la zone d'usure ainsi que le chiffre final de service du câble. La méthode de saisie et de traitement des données relatives au déplacement du câble sur le système de manoeuvre et la force existante dans le câble confère à l'appareillage une haute précision de mesure tout comme la sécurité et la robustesse exigées par l'appareillage qui travaille dans les conditions de l'instalation de forage. L'ouvrage présente les considérations théoriques qui définissent le principe de travail de l'appareil, les aspects critiques comparatifs par rapport à l'appareillage actuel, les solutions constructives adoptées ainsi que les possibilités d'utilisation de l'appareilage, dans d'autres branches de la technique.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5, 20 fig., 3 tabl., 11 réf.

CD : 622.24 : 681.2

Tănase, N.: **Nouveaux appareils de mesure destinés aux installations de forage.**

On y présente les résultats obtenus par une série de préoccupations liées à l'appareillage de mesure et de contrôle destiné à l'équipement des instalations de forage. On y analyse les principaux groupes de paramètres de forage qui doivent être mesurés et les effets technico-économiques obtenus. Un chapitre important est consacré à la description de l'apareillage pour la mesure de l'effort de traction au câble, appareillage original du point de vue de la conception. On présente plus loin les appareils destinés à la mesure d'autres paramètres de forage, dont les vitesses de la densité du fluide de forage, les niveaux du fluide dans les cuves, la pression du fluide, le travail mécanique au câble, etc. ainsi que la façon dont sont constitués les appareils de mesure des paramètres et leur utilisation.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5, 19 fig., 6 tab., 26 réf.

CD : 622.24

Fîntînă, N.: **Réalisations dans le domaine des opérations de finisage des anneaux d'étanchement des armatures industrielles.**

On y présente quelques réalisations dans le domaine du finissage des anneaux d'étanchement des corps et des obturateurs des robinets de fermeture et retenue fabriqués à l'Entreprise d'outillage pétrolier de Tîrgovişte, qui contribuent à la hausse de la productivité et à l'amélioration de la qualité des produits.

Les machines et les dispositifs projetés devront satisfaire les exigences de la qualité pour tous les types de robinets et couvrir le domaine de diamètres (Dn 6 . . . 600 mm) du profil de cette entreprise. La majorité des solutions présentées sont originales.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5, 7 fig., 3 tab.

CD : 665.5.002.5

Raşeev, D., Nicolescu, A., Ulmanu, V.: **Contributions concernant le comportement à la fatigue des tiges de forage à raccords soudés pour le forage de grande profondeur.**

Les recherches ont été effectuées sur des tiges appartenant aux classes de résistance D, E, G 105 et S 135, à raccords spéciaux soudés. On y présente les résultats de l'analyse chimique, de la recherche métallurgique et de la recherche des caractéristiques physicomécaniques et à la fatigue des matériaux des tiges de forage. La résistance à la fatigue a été déterminée tant sur des éprouvettes que sur des tiges de dimensions réelles. Les résultats obtenus ont été comparés aux prescriptions des normes API 5A, API 5 AX, API 7 et STAS 8185/1968.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5, 13 fig., 8 tab. 4 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 622.24 : 665.5

Mihăilescu, A., Rădulescu, A., Grădişteanu, I.: **Statistische Methoden zur Qualitätsbestimmung einiger Verschleißteile für Bohrpumpen.**

In der Abhandlung werden die Grundsätze der Qualimetrie sowie die statistischen Berechnungsmethoden zur Bestimmung der Qualität einiger Erdölausrüstungen und — ausstattungen beschrieben. Es werden desgleichen die Ergebnisse infolge der Anwendung dieser Methodologie bei der Fertigung von Bauteile und — gruppen in der laufenden Produktion der Herstellerwerke sowie die Maßnahmen zur Verbesserung der Qualität dieser Bauteile und — gruppen veröffentlicht.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 5

DK : 622.24 : 665.5

Rădulescu, Al., Grădişteanu, I., Dinu, I., Popiel, M.: **Die Ermittlung der Zuverlässigkeit und Nutzungsfähigkeit der Bohrpumpen.**

In der Arbeit werden moderne Methodologien zur Berechnung der Zuverlässigkeit und Nutzungsfähigkeit sowie die mathematischen Grundlagen dieser Methoden beschrieben. Es werden auch die wichtigsten Kontrolltests zur Überprüfung der Berechnungsmethoden, die zur Ermittlung der Zuverlässigkeit und Nutzungsfähigkeit einiger Bauteile und — gruppen — wobei die letzten als System betrachtet wurden —, verwendet wurden, präsentiert.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 5

DK : 622.24

Grădişteanu, I., Rădulescu, Al., Woinaroski, M., Gavrilenco, V.: **Elastizität und Zuverlässigkeit bei veränderlichen Beanspruchungen.**

Im Beitrag werden die neuen Berechungsmethodologien, die sich auf die Festlegung der bei der Berechnung der Abmessungen einiger starker Beansprunchungen ausgesetzten Bauteile der Bohranlagen auftretenden maximalen Beanspruchungen beziehen und die vom Standpunkt ihres Einflusses auf die Berechnung der Zuverlässigkeit dieser Bauteile analysiert sind, theoretisch behandelt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 5

DK : 622.24 : 665.5

Grădişteanu, I., Gavrilenco, V.: **Tribologische Aspekte, die sich aus dem Betrieb einiger in den Bohrpumpen eingebauten Verschleißteile ergeben.**

In der Abhandlung werden die Ergebnisse, die aufgrund der mit einigen Verschleißteilen der Pumpen durchgeführten Versuche, vom energetischen Standpunkt, von dem der Reibwerte und der Optimierung in der Wahl der Bauteile für die analysierten Kupplungen erzielt wurden, veröffentlicht. Die Analyse aller Aspekte zielt auf die Steigerung der Leistungsfähigkeit der Verschleißteile der Bohrpumpen ab.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 5

DK : 622.24 : 665.5

Tănase, N., Samoilă, N., Cristea, V.: **Die Methode und die Apparatur zur Messung der mechanischen Arbeit.**

Die Werte der geleisteten mechanischen Arbeit stellen die zuverlässigste Angabe hinsichtlich des Kabelabnutzungsgrades dar und ermöglichen eine genaue Erkenntnis des Moments an dem der abgenutzte Abschnitt ausgewechselt werden muß als auch des Endwertes der Kabelbetriebsdauer. Die Art in der die Auswahl der sich auf das Gleiten des Kabels auf den Manövriersystem sowie auf der sich innerhalb des Drahtseils entwickelden Kraft beziehenden Daten sowie deren Bearbeitung erfolgt, verleiht der Apparatur eine hohe Meßgenauigkeit als auch die Sicherheit und Robustheit, die für die unter den Bedingungen der Bohranlagen arbeitenden Apparatur erforderlich ist. Angegeben werden : die theoretischen Betrachtungen, die zur Bestimmung des Arbeitsprinzips des Apparats dienen, die kritischen Aspekte im Vergleich zur gegenwärtigen Apparatur, die verwendeten bautechnischen Lösungen sowie die Möglichkeiten die für den Einsatz der Apparatur in andere technische Bereiche gegeben sind.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 5, 20 Bild., 3 Taf., 11 Lit.

DK : 622.24 : 681.2

Tănase, N.: **Neue Meßgeräte, die für Bohranlagen bestimmt sind.**

Veröffentlicht werden die Ergebnisse von Untersuchungen, die mit den für die Ausstattung der Bohranlagen bestimmten Meß — und Prüfgeräten verbunden sind. Analysiert werden die wichtigsten Gruppen der zu messenden Bohrparameter als auch die erzielten technischen und ökonomischen Resultate. Ein wichtiger Kapitel ist der Beschreibung der Apparatur zu Messung der Belastung im Seildraht, die vollständig eine Eigenentwicklung darstellt, gewidmet. Ferner werden die Geräte zur Messung anderer Bohrparameter beschrieben, darunter Drehzahl, Wichte der Bohrflüssigkeit, Flüssigkeitspegel in den Behältern, Flüssigkeitsdruck, mechanische Arbeit am Seildraht u.a. sowie die Zusammenstellung der Meßgerätesätze, die für die Messung der Parameter bestimmt sind, und ihre Anwendungsweise.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 5, 19 Bild., 6 Taf., 26 Lit.

DK :

Fîntînă, N.: **Einige Ergebnisse im Bereich der Endausführung der für die Industrieventile erforderlichen Dichtungsringe.**

Im Artikel werden einige Ergebnisse im Bereich der Endausführung der Dichtungsringe, die für die vom Erölaustrüstungenbaubetrieb in Tîrgovişte erstellten Absperrhahn — und Rückschlagventilkörper und — verschlüsse erforderlich sind und zur Steigerung der Produktivität als auch zur Verbesserung der Qualität der Erzeugnisse beitragen, beschrieben.

Die entwickelten Maschinen und Vorrichtungen sind bestimmt den Qualitätsanforderungen aller Ventiltypen zu entsprechen und den Durchesserbereich (Dn 6 .... 600 mm) aus dem Fertigungsquerschnitt dieses Betriebs zu decken. Die mehrzahl der beschriebenen Lösungen stellen Eigenentwicklungen dar.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 5, 7 Bild., 3 Taf.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 622.24 : 665.5

Михэилеску А., Рэдулеску А., Грэдиштеану И. : **Статические методы определения качества ряда быстроизнашивающихся буровых насосов.**

В работе представлены базы калиметрии, статические методы расчета качества ряда нефтяного оборудования. Кроме того, описываются результаты применения этих расчетных методов в производстве оборудования и уздов текущего производства, а также меры по повышению их качества.

„Construcţia de maşini" 32 (1980), н. 5

ДК : 622.24 : 665.5

Рэдулеску А., Грэдиштеану И., Дину И., Попиел М. : **Определение надежности и пригодности буровых насосов.**

В работе представлены современные расчетные методы надежности и пригодности буровых насосов, а также математическое обоснование этих методов. Представлены основные проверочные способы расчета надежности и пригодности ряда частей и узлов рассматриваемых в системе.

„Construcţia de maşini" 32 (1980), н. 5

ДК. : 622.24

Грэдиштеану И., Рэдулеску А., Войнаровски М., Гавриленко В. : **Эластичность и надежность под различными нагрузками.**

В работе дается описание, на теоретическом уровне, новых рачетных методов для определения предельных нагрузок, возникающих при установлении размеров некоторых частей буровых установок, находящихся под сильными нагрузками, рассматриваемых в свете влияния на определение их надежности.

„Construcţia de maşini" 32 (1980), н. 5

ДК : 622.24 : 665.5

Грэдиштеану И., Гавриленко В. : **Трибологические аспекты работы быстроизнашивающихся деталей буровых насосов.**

В работе представлены результаты энергетических испытаний ряда быстроизнашивающихся насосных частей в целях установления коэффициента трения и оптимизации выбора составных частей рассматриваемых пар. Испытания проводились в целях улучшения работоспособности быстроизнашивающихся частей буровых насосов.

„Construcţia de maşini" 32 (1980), н. 5

ДК : 622.24 : 665.5

Тэнасе Н., Кристеа В. : **Метод и аппарат для измерения механической работы.**

Значения выполняемой механической работы является самым надежным указанием на степень износа каната, содействующим точному ознакомлению с моментам замены зоны зноса и с финальным сроком работы каната. Используемый способ выбора и переработки данных, относящихся к передвижению каната в подъемной системе, а также к усилиям в канате, обеспечивают высокую точность аппарата, а также его надежность и прочность, необходимую инструментам, работающим на буровых установках. Описываются : теоретические базы, определяющие рабочую схему аппарата, сравнительно критические аспекты по отношению к существующим аппаратам, принятые конструктивные решения, а также возможность использования аппарата в других областях промышленности.

„Construcţia de maşini" 32 (1980), н. 5

ДК : 622.24 : 681.2

Тэнасе Н. : **Новые измерительные аппараты для буровых установок.**

Даются результаты ряда работ в области контрольно-измерительной аппаратуры буровых установок. Рассматриваются основные группы буровых параметров, подлежащих измерению, а также, полученные технико-экономические показатели. Основной раздел описывает исключительно оригинальные аппараты для измерения нагрузки на канате. Кроме того, представляются аппараты для измерения других буровых параметров, как например, скорости вращения, плотности бурового раствора, уровня жидкости в резервуарах, давления и уровня жидкости, мехработы каната и т. д., а также порядок компоновки комплекта аппаратуры и способы использования.

„Construcţia de maşini" 32 (1980), н. 5 19 рис., 6 таб., 26 лит.

ДК : 622.24

Фынтэнэ Н. : **Достижения в области конечной обработки герметизирующих колец промышленной арматуры.**

В докладе представляются достижения в области отделки герметизирующих колец корпусов и заспинок запорных и возвратных клапанов, изготовляемых на заводе ИУП в г. Тырговиште. Работы производились в целях повышения производительности и улучшения качества продукции. Созданное оборудование должно отвечать качественным требованиям всех типов клапанов в диапазоне диаметров от 6 до 600 мм. Большинство преставленных решений имеют оригинальный характер.

„Construcţia de maşini" 32 (1980), н. 5,

ДК : 665.5.002.5

Рашеев, Д., Николеску А., Улману В. ; **Вклад в поведение при усталости буровых штангов со сварными патрубками для высокоглубинного бурения.**

Исследования выполнили на буровых штангах класса прочности D, E, G 105 и S 135 со специальными сварными патрубками. Представлены результаты химического анализа металлургического изучения и изучения физико-механических свойств и усталости материалов буровых штангов. Прочность к усталости определили как на образцах, так и на буровых штангах реальных размеров. Полученные результаты сравнивали с нормами АПИ 5 А, АПИ 5 АХ, АПИ 7 и СТАС 8185/1968.

„Construcţia de maşini" 32 (1980), н. 5, 13 рис., 8 таб., 4 лит.

CZ : 665.5.002.5

Ulmanu, V., Raşeev, D.: **Cercetări privind precizia filetării sapelor cu trei conuri.**

Se analizează erorile elementelor îmbinării filetate şi influenţa acestora asupra distanţei de strîngere. Se analizează — sub aspect teoretic — asamblarea filetării unui produs (trepan sau calibru), cu o filetare de profil teoretic, ca şi asamblarea filetării trepanului cu calibrul de lucru sau de referinţă, determinîndu-se dispersia maximă posibilă a distanţei strîngerii la operaţia de control cu calibre. Tabelele prezintă rezultatele cercetărilor efectuate.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 5, 6 fig., 3 tab., 3 ref.

CZ : 665.5.002.5

Raşeev, D., Nicolescu, A., Ulmanu, V.: **Contribuţii privind comportamentul la oboseală al tijelor de foraj cu racorduri sudate pentru forajul la mare adîncime.**

Cercetările au fost făcute pe tije care aparţineau claselor de rezistenţă D, E, G 105 şi S 135, cu racorduri speciale sudate. Articolul prezintă rezultatele analizei chimice, ale cercetării metalurgice şi ale cercetării caracteristicilor fizico-mecanice şi la oboseală ale materialelor tijelor de foraj. Rezistenţa la oboseală a fost determinată atît pe baza epruvetelor, cît şi a tijelor cu dimensiuni reale. Rezultatele obţinute au fost comparate cu prescripţiile normelor API 5 A, API 5 AX, API 7 şi STAS 8185/1968.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 5, 13 fig., 8 tab., 4 ref.

CZ : 669.14.665.5.002.5

Raşeev, D., Zecheru, G.: **Cercetări privind comportamentul oţelurilor turnate româneşti utilizate la construirea instalaţiei petroliere destinate funcţionării în zone geografice cu climă cu temperaturi scăzute.**

Se prezintă pe scurt cercetările întreprinse de autori pentru a stabili comportamentul în exploatare la temperaturi scăzute (pînă la —60°C) al pieselor care alcătuiesc utilajele petroliere, turnate în oţeluri T 35 Mo Cr Ni 08, T 22 Mo Cr Ni 12 şi T 35 Mn 14. În virtutea rezultatelor se precizează condiţiile tehnologice care trebuie respectate pentru a realiza piesele turnate în aceste oţeluri şi temperaturile minime recomandate pentru utilizarea lor, în scopul asigurării unui complex corespunzător al caracteristicilor mecanice şi evitării pericolului rupturilor fragile la temperatura de exploatare.

Principalul avantaj economic constă în evitarea utilizării pieselor turnate în oţeluri cu conţinut ridicat de Ni (mai mult de 3%), pentru utilajele petroliere destinate funcţionării în zone geografice cu climă rece.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 5, 2 fig., 4 tab., 10 ref.

DC : 665.5.5.002.5

Ulmanu, V., Raşeev, D.: **Research into the Precision of Three-Cone Bit Threads.**

The analysis concentrates on the errors of the elements of threaded joints and their influence upon the clamping gap. The paper theoretically analyses the assembling of a product thread (bit or gauge) with a theoretical profile thread, as well as the assembling of the bit thread with the working or reference gauge, determining the maximum possible scattering of the clamping gap at the gauge control operation. The tables show the results of the research conducted.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 5, 6 fig., 3 tab., 3 pap.

CZ : 669.14:669.5.002.5

Raşeev, D., Zecheru, G.: **Research Concerning the Behaviour of Certain Romanian Cast Steels Used in the Manufacture of Oilfield Equipment Designed for Operation in Geographical Areas with Low Temperature Climate.**

The paper presents synthetically the research carried out by the authors for establishing the behaviour under low temperature conditions (down to —60°C) of oilfield equipment components cast in T35MoCrNi08, T22MoCrNi12 and T35Mn14 steels. Starting from the results obtained, the technological conditions are established that must be fulfilled when casting components from these steels, as well as the minimum temperatures recommended for their use in view of achieving a corresponding complex of mechanical characteristics and avoiding the danger of frail break off at the operating temperature.

Te main economic advantage consists in the possibility of avoiding the use of components cast in steels with a high Ni content (above 3 p.c.) in the manufacture of oilfield equipment designed to operate in cold climate geographical areas.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 5, 2 fig., 4 tab., 10 pap.

CD : 665.5.002.5

Ulmeanu, V., Raşeev, D.: **Recherches concernant la précision des filetages des tricônes.**

On y analyse les erreurs des éléments du jointage fileté et l'influence de ceux-ci sur la distance de serrage. On y analyse — sous aspect théorique — l'assemblage du filetage d'un produit (trépan ou calibre), avec un filetage de profil théorique, ainsi que l'assemblage du filetage du trépan avec le calibre de travail ou de référance, en déterminant la dispersion maximale possible de la distance de serrage à l'opération de contrôle avec calibres. Les tableaux présentent les résultats des recherches effectuées.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 5, 6 fig., 3 tab., 3 réf.

CD : 669.14:665.5.002.5

Raşeev, D., Zecheru, G.: **Recherches concernant le comportement des aciers coulés roumains utilisés à la construction de l'équipement pétrolier destiné au fonctionnement dans des zones géographiques à climat de basses températures.**

On y présente, synthétiquement, les recherches entreprises par les auteurs en vue de l'établissement du comportement dans l'exploitation à de basses températures (jusqu'à —60°C) des pièces composant les outillages pétroliers, coulés en aciers T 35 Mo Cr Ni 08, T 22 Mo Cr Ni 12 et T 35 Mn 14. En vertu des résultats, on précise les conditions technologiques qui doivent être remplies pour la réalisation des pièces coulées en ces aciers et les températures minimales recommandées pour leur utilisation, dans le but d'assurer un complexe corespondant des caractéristiques mécaniques et d'éviter le danger des ruptures fragiles à la température d'exploitation.

Le principal avantage économique consiste dans l'évitement de l'utilisation des pièces coulées en aciers à teneur élevée de Ni (plus de 3%), pour les outillages pétroliers destinés au fonctionnement dans les zones géographiques à climat froid.

Construcţia de maşini 32 (1980), no. 5, 2 fig., 4 tab. 10 réf.

DK : 665.5.002.5

Raşeev, D., Nicolescu, A., Ulmanu, V.: **Beiträge zum Verhalten der Bohrgestänge mit geschweißten Anschlußteilen zum Niederbringen von Bohrungen sehr großer Teufe bei der Ermüdungsbeanspruchung.**

Die Untersuchungen wurden auf Bohrgestängen der Widerstandsklasse D, E, G 105 und S 135, mit speziellen Anschlußteilen durchgeführt. Veröffentlicht werden die Ergebnisse der chemischen Analyse, der metallurgischen Untersuchungen und die der Untersuchung der physikalisch-mechanischen Charakteristiken sowie der Ermüdungskennwerte bei den Bohrgestängen. Der Ermüdungswiderstand wurde sowohl auf Prüfstücken als auch auf Bohrgestängen von realen Abmessungen ermittelt. Die erzielten Ergebnisse wurden mit den Vorschriften der Normen API 5A, API 5AX, API 7 und STAS 8185/1960 verglichen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 5, 13 Bild., 8 Tab., 4 Lit.

DK : 665.5.002.5

Ulmanu, V., Raşeev, D.: **Untersuchungen hinsichtlich der Gewindegenauigkeit bei den Dreirollenmeißeln.**

Analysiert werden die Fehler der Gewindeanschlußteile und ihre Auswirkung auf den Verbindungsabstand. Untersucht wird — vom theoretischen Standpunkt aus — die Verbindung über das Gewinde eines Produkts (Bohrmeißel oder Kaliber) mit einem Gewinde theoretischen Profils als auch die Verbindung über das Gewinde der Bohrmeißel mit dem Arbeits — oder Bezugskaliber, wobei die maximale Zerstreuung des Verbindungsabstands während des Prüfvorgangs mit den Kalibern bewirkt wurde.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 5, 6 Bild., 3 Tab., 3 Lit.

DK : 669.14:665.5.002.5

Raşeev, D., Zecheru, G.: **Untersuchungen über das Verhalten einiger rumänischen Gußstähle, die zum Bau der für den Betrib in durch niedrige Temperaturen kennzeichneten geographischen Zonen bestimmten Erodölausrüstungen verwendet werden.**

Im Beitrag werden die von den Autoren durchgeführten Untersuchungen zur Feststellung des Verhaltens währen des Betriebs bei niedrigen Temperaturen (bis —60°) der aus den Stählen T35MoCrNi 08, T22MoCrNi12 und T35Mn14 hergestellten Gußteile in den Erdölausrüstungen synthetisch dargestellt. Aufgrund der erzielten Ergebnisse wurden die technologischen Bedingungen ermittelt, die bei der Herstellung der aus diese Stahlsorten ausgeführten Gußteile eingehalten werden müssen, als auch die Mindestbetriebtemperaturen empfohlen zur Gewährleistung eines entsprechenden Komplexes von mechanischen Kennwerten und zum Vermeiden der Bruchgefahr bei der Betriebstemperatur.

Die wirtschaftliche Hauptvorteil besteht darin, daß bei den für den Betrieb in durch niedrige Temperaturen kennzeichneten Verwendung der geographischen Zonen bestimmten Erdölausrüstungen die aus Stählen mit einem hohem Ni-Gehalt (von über 3%) gegossenen Bauteile zu vermeiden ist.

Construcţia de maşini, 32 (1939), Nr. 5, 2 Bild., 4 Tab., 10 Lit.

ДК : 665.5.002.5

Улману В., Рашеев Д.: **Исследования по прецизионности резьбы трехконусных долот.**

Анализируются ошибки элементов нарезного соединения и их влияние на расстояние натяга. Изучается теоретически монтаж резьбы одной детали (долото или калибр) с резьбой теоретического профиля, а также монтаж резьбы долота с рабочим калибром, определяя максимального распространения расстояния натяга при операции контроля с калибрами. Таблицы содержат результаты исследований.

„Construcţia de maşini" 32 (1980),
н. 5, 6 рис., 3 таб., 3 лит.

ДК : 669.14 : 665.5.002.5

Рашеев Д., Зекеру Г.: **Исследования о поведении рядн румынских литых сталей, используемых в строительстве нефтеоборудования для работы в географических занах с низкими температурами.**

Синтетически представлены исследования авторов в целях определения поведения в эксплуатации при низких температурах (до —60°) деталей в составе нефтеоборудования из стали Т 35 Mo CrNi 08, Т 22 Mo Cr Ni 12 и Т 35 Mn 14. На основе полученных результатов, определены технологические условия изготовления литых делатей из этих марок стали и минимальные температуры, рекомендуемые для их использования в целях обеспечивания соответствующего комплекса механических характеристик и избежания опасности разрыва при температуре эксплуатации.

Главная экономическая выгода состонт во избежании использования литых деталей из стали с повышенным содержанием Ni (свыше 3%) в изготовлении нефтеоборудования для работы в зонах с низкими температурами.

„Construcţia de maşini" 32 (1980),
н. 5, 2 рис. 4 таб., 10 лит.

CZ : 622.24 : 665.5

Metode statistice de stabilire a calității unor piese de uzură din pompele de foraj

Ing Alcibiade **MIHĂILESCU**, ing. Alexandru **RĂDULESCU**, ing. Ioan **GRĂDIȘTEANU** — I.C.S.I.T.U.P.M. București

Calitatea este o noțiune cu caracter complex și dinamic, conținutul ei evoluînd în pas cu necesitățile practice. Caracterul complex vizează ansamblul proprietăților produsului de a îndeplini un complet de condiții tehnice, economice, estetice, ergonomice, pentru a i se putea atribui calificativul de calitate. Caracterul dinamic este determinat de dezvoltarea continuă a dotării tehnico-materiale a constructorului, de creșterea nivelului tehnico-științific în domeniul corespunzător de concepție.

În conformitate cu noțiunile fundamentale de standardele noastre, așa cum este STAS 10055—75, se poate vorbi de calitatea concepției ce reprezintă măsura în care proiectul asigură satisfacerea cerințelor beneficiarilor și posibilitatea de folosire a unor procedee tehnologice raționale și economice și de calitatea fabricației care reprezintă gradul de conformitate a produsului cu documentația tehnică și de calitate de livrare, adică calitatea produselor în momentul livrării.

Importanță practică are nu numai definirea noțiunii de calitate, ci și aprecierea ei obiectivă adică cuantificarea calității. Caracterul concret, complex și dinamic al calității, impune în mod necesar elaborarea unor criterii de apreciere, diferențiate în funcție de natura produsului, care să reflecte nivelul tehnic, rezultatele în exploatare de șantier, gradul de competitivitate etc.

Caracteristicile calitative ale produselor care ne interesează pot fi determinate :

— prin măsurarea directă a geometriei piesei în discuție ;
— prin măsurarea indirectă, cum ar fi calitatea unei acoperiri galvanice ;
— prin comparare obiectivă cu mostra etalon.

În cazul în care caracteristicile se pot măsura și înregistra, se instituie controlul calității prin măsurarea variabilelor. În cazurile cînd factorii care determină defectele sînt greu de măsurat, atunci — în mod convențional — defectul se numește atribut și se instituie controlul calității prin atribute. Este de menționat că pentru economisirea timpului și cheltuielilor se instituie controlul prin atribute. În lucrarea de față am abordat metoda controlului calității prin măsurarea variabilelor.

Marea varietate a caracteristicilor de calitate, a condițiilor de fabricație și de utilizare ale pieselor de uzură face extrem de dificilă aprecierea globală a calității produsului printr-un singur indicator sintetic. Încercări în acest sens există în literatura de specialitate, însă soluționarea completă a problemei necesită cercetări aprofundate, care să permită evaluarea obiectivă, atît a parametrilor de calitate cît și a coeficienților de importanță care se acordă acestora.

Vom nota cu $X_1 \ldots X_n$ cele n propietăți ale unui produs (sau cele n caracteristici de calitate).

Fiecărei propietăți i se poate atașa o cifră de măsurare $C_i (i = 1,2 \ldots n)$ care să țină seama de importanța sa în procesul de folosire, de gradul de utilitate, de gradul în care mărimea sa se apropie de performanțele obținute pe plan mondial etc. Se obține astfel relația :

$$\mathcal{X} = \mathcal{X}_1 C_1 + \mathcal{X}_2 C_2 + \ldots + \tag{1}$$

$$+ \mathcal{X}_i C_i + \ldots + \mathcal{X}_n C_n = \sum_{i=1}^{n} \mathcal{X}_i C_i$$

care ne permite să facem o evaluare globală a calității unui produs.

În legătură cu măsurarea și estimarea calității produselor, este în curs de constituire o nouă ramură a științei, cu caracter interdisciplinar, denumită calimetrie. Printre obiectivele calimetriei figurează găsirea posibilităților de cuantificare a calității produselor, dintre care printre cele mai actuale menționăm metodele oferite de analiza statistică multidimensională. În această concepție evaluarea calimetrică rezultă din ecuația de regresie multiplă, în care drept variabile apar factorii de producție.

În cazul general, expresia funcției teoretice este :

$$y = a_0 + \sum_{i=1}^{n} a_i \mathcal{X}_i + \sum_{i=j}^{n} a_{ij} \mathcal{X}_i \mathcal{X}_j + \tag{2}$$

$$\sum_{i=1}^{n} a_{ii} \mathcal{X}_i^2 + \ldots + \sum_{i=1}^{n} a_{ii \ldots i} \mathcal{X}_i^m$$

în care $a_0, a_1 \ldots a_{ii \ldots i}$ reprezintă coeficienții de regresie teoretici, sau, în cazul funcției de estimație a funcției teoretice, devin, cu alte valori, evident, estimații ale coeficienților de regresie teoretici.

Această formă se poate liniariza astfel:
— se introduce variabila fictivă $X_0=1$
— se înlocuiesc termenii de gradul doi cu termenii liniari, adică:

$$\mathcal{X}_1^2 = \mathcal{X}_{n+1};\quad \mathcal{X}_2^2 = \mathcal{X}_{n+2};\ldots \mathcal{X}_n^2 = \mathcal{X}_{2n}$$

$$\mathcal{X}_1\mathcal{X}_2 = \mathcal{X}_{2n+1},\ldots \mathcal{X}_{n-1}\mathcal{X}_n = \mathcal{X}_p$$

În noul sistem de notații expresia algebrică de gradul m se scrie ca o formă liniară:

$$Y = a_0 x_0 + a_1 x_1 + \ldots + a_a x_p \qquad (3)$$

$$\text{în care } p = C_{n-m}^m - 1$$

Rezultă că numărul coeficienților polinomului este $p+1 = C_{n-m}^m$.

Coeficienții de regresie din relația (3) se obțin aplicînd metoda celor mai mici patrate. Deci, avem:

$$S = \Sigma(y-\bar{y})^2 = \Sigma(y - a_0 x_0 - \qquad (4)$$

$$- a_1 x_1 \ldots a_p x_p)^2 = \min$$

Derivînd S pe rînd în raport cu coeficienții $a_i (i = 0,1 \ldots p)$ se obține un sistem de $(p+1)$ ecuații cu $(p+1)$ necunoscute.

Se notează cu X matricea formată din vectorii coloană ai observațiilor făcute asupra fiecărui factor X_i adică:

$$\mathcal{X} = \begin{vmatrix} 1 & \mathcal{X}_{11} & \mathcal{X}_{21} \ldots \mathcal{X}_{i1} \ldots \mathcal{X}_{p1} \\ 1 & \mathcal{X}_{12} & \mathcal{X}_{22} \ldots \mathcal{X}_{i2} \ldots \mathcal{X}_{p2} \\ 1 & \mathcal{X}_{1N} & \mathcal{X}_{2N} \ldots \mathcal{X}_{in} \ldots \mathcal{X}_{pN} \end{vmatrix} \qquad (5)$$

Această matrice conține pe linii observațiile asupra ansamblului de variabile independente X_i, iar pe coloane observațiile asupra fiecărei variabile independente. Elementele 1 din prima coloană reprezintă valorile variabilei fictive X_0. Cu X' se notează transpusa matricei X. Cu Y se notează vectorul coloană al observațiilor asupra caracteristicii Y, iar cu A vectorul coloană al coeficienților de regresie adică:

$$Y = \begin{vmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ \vdots \\ Y_N \end{vmatrix} \quad \text{și} \quad A = \begin{vmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_p \end{vmatrix} \qquad (6)$$

Cu aceste notații sistemul (4) devine, în notație matriceală.

$$(X'X)\,A = X'Y \qquad (7)$$

Soluția sistemului de ecuații matriceal se obține prin înmulțire la stînga cu matricea inversă $(X'X)^{-1}$.

$$A = (X'X)^{-1} \quad X'Y \qquad (8)$$

Condiția necesară existenței soluției (8) este ca matricea $(X'X)$ să fie nesingulară, adică *det* $(X'X) \neq O$, ceea ce înseamnă că factorii considerați $X_1 X_2 \ldots X_p$ sînt liniar independenți.

Dacă notăm elementele matricei $(X'X)^{-1}$ cu:

$$C_{ij}, \begin{pmatrix} i = 0 \ldots p \\ j^2 = 0 \ldots p \end{pmatrix},$$

atunci determinarea coeficienților de regresie să fie astfel:

$$\begin{vmatrix} a_0 \\ a_1 \\ \vdots \\ a_p \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} C_{00} & C \ldots C_{0p} \\ C_{10} & C_{11} \ldots C_{ip} \\ \vdots & \vdots \\ C_{p0} & C_{p1} \ldots C_{pp} \end{vmatrix} \cdot \qquad (9)$$

$$\cdot \begin{vmatrix} \sum_{v=1}^{N} y_v \\ \vdots \\ \sum_{v=1}^{M} y_v \mathcal{X}_{1v} \\ \vdots \\ \sum_{v=1}^{N} y_v \mathcal{X}_{pv} \end{vmatrix}$$

$$\text{sau} \quad a_i = \sum_{j=0}^{N} c_{ij} \sum_{v=1}^{N} \mathcal{X}_{iv} \cdot y_v$$

După determinarea ecuației de regresie multiplă, se organizează, pe baza unor sondaje de volum redus, observarea curentă a variabilelor factorilor prin încercări de laborator. După trecerea unei anumite perioade de timp, se calculează valoarea medie a fiecărui factor. Înlocuind această medie în ecuația regresiei se obține valoarea medie a caracteristicii de calitate pentru perioadele respective.

Pe baza acestor valori se calculează indicele de calitate a produsului.

O altă posibilitate, care s-a conturat în ultimul timp în țara noastră, este utilizarea conceptului de entropie în caracterizarea nivelului de calitate.

Dacă se consideră că fracțiunea defectă reală estimează o fracțiune defectă teoretică aferentă unor condiții date de producție, se pot calcula o măsură a entropiei care exprimă un nivel calitativ al producției mai ridicat sau mai scăzut. Entropia calității se poate calcula cu relația:

$$H_j = -\Sigma(p_i' \log p_i') \quad (i=1,\ 2,\ 3) \qquad (10)$$

în care:

p_1' = proporția de produse bune;

p_2' = proporția de produse defecte remaniabile;

p_3' = proporția de rebuturi.

Sub influenţa diferitelor cauze din procesul de producţie, caracteristica de calitate a unui produs variază între limitele de împrăştiere, inferioară — notată cu l_i şi superioară — notată cu l_s.

Prin documentaţie se stabilesc limitele de toleranţă notate cu T_i — toleranţă inferioară şi cu T_s — toleranţă superioră.

Un proces de producţie este normal, atunci cînd poate fi controlat statistic atît ca reglaj cît şi ca precizie.

Reglarea maşinii se caracterizează prin poziţia cîmpului de împrăştiere a valorilor caracteristicii. Maşina se consideră corect reglată cînd centrul cîmpului de împrăştiere este aproximativ egal cu centrul cîmpului de toleranţă :

$$\frac{l_i + l_s}{2} = \frac{T_i + T_s}{2} \qquad (11)$$

Precizia maşinii se poate caracteriza prin mărimea cîmpului de împrăştiere şi este considerată corespunzătoare cînd mărimea acestuia nu depăşeşte pe cea a cîmpului de toleranţă. Precizia maşinii se exprimă prin parametrii de împrăştiere, cum ar fi abaterea medie patratică (abaterea standard), amplitudinea valorilor caracteristicii R_m, abaterea medie absolută a valorilor A_m, coeficientul de variaţii C_r, etc.

Capabilitatea procesului de producţie este o măsură a preciziei sau uniformităţii cu care acesta realizează caracteristicile de calitate ale unui anumit produs.

Ca indicator sintetic al capabilităţii se utilizează coeficientul :

$$C = \frac{6\sigma}{T}$$

în care T este centrul cîmpului de toleranţă a cărui valoare se consideră a fi bună cînd este cuprinsă între 0,6—0,8.

Referitor la caracteristica ce urmează a fi controlată este de făcut următoarea precizare : deoarece calitatea unui produs este asigurată de mai multe caracteristici, iar metodele statistice se elaborează pentru supravegherea unei singure caractristici de calitate, cu ajutorul diagramei Paretto se determină caracteristica ce ocupă ponderea cea mai ridicată în totalul deficienţelor. În diagrama Paretto în abscisă se trec defectele în ordine descresătoare a importanţei, iar în ordonată se trece ponderea defectelor. S-a demonstrat, cu ajutorul diagramei Paretto, că înlăturarea primelor 2—3 cauze poate duce la eliminarea a 60—70% din deficienţele semnalate.

Pentru controlul statistic se utilizează metoda sondajelor de volum mare şi metoda probelor curente (a sondajelor de volum mic).

Pentru stabilirea modalităţilor de desfăşurare a procesului de producţie al unei piese de uzură, este necesar să se afle dacă acest proces este sub acţiunea cauzelor aleatoare, sau sub influenţa unor erori sistematice de fabricaţie. Ca teste pentru verificarea omogenităţii se poate utiliza metoda iteraţiilor, metoda diferenţelor succesive şi criteriul Wallis-Moore.

Valorile caracteristicii care au aceeaşi proprietate, adică sînt mai mici ori mai mari decît centrul de grupare, formează o iteraţie. Numărul valorilor care alcătuiesc o iteraţie formează lungimea iteraţiei.

Caracteristica măsurată se împarte în valori mai mari decît mediana (cu care se aproximează centrul de grupare), notate cu „a", mai mici notate cu „b", sau egale cu aceasta notate cu „m". Numărul total al iteraţiilor (I) pe care îl conţine un şir de n valori (formate din n_1 elemente „a" şi n_2 elemente „b", cu $n_1 + n_2 = n$) este o variabilă aleatoare care are o anumită lege de repartiţie. În cazul în care n este suficient de mare, numărul total de iteraţii se repartizează Gauss, cu media :

$$M\,(I) = \frac{2n_1 \cdot n_2}{n} + 1 \qquad (12)$$

şi dispersia $D^2\,(I) = \dfrac{2n_1\, n_2\, (2n_1\, n_{2-n})}{(n_1+n_2)^2\ (n_1+n_{2-1})}$

Dacă în timpul sondajului au acţionat numai cauze întîmplătoare, deci datele sînt omogene, va rezulta un număr mare de iteraţii care va depăşi un număr dat I_α adică :

$$P(I > I_\alpha) = 0{,}95$$
$$\text{sau } P(I < I_\alpha) = \alpha = 0{,}05 \qquad (13)$$

Utilizînd variabila normală se poate scrie :

(14)

$$Z = \frac{\left| I + \frac{1}{2} - M(I) \right|}{\sqrt{D^2(I)}} = \frac{\left| n\left(I - \frac{1}{2}\right) - 2n_1 n_2 \right|}{\sqrt{\frac{2n_1 n_2 (2n_1 n_2 - n)}{n-1}}}$$

Corespunzător unui nivel de semnificaţie α rezultă din (14), I_α :

(15)

$$I_\alpha = \left(\frac{1}{2} + \frac{2n_1 n_2 - Z_\alpha \sqrt{\frac{2n_1 n_2 (2n_1 n_2 - n)}{n-1}}}{n} \right)$$

Ipoteza că măsurările efectuate sînt întîmplătoare se acceptă dacă :

$$I > I_\alpha \qquad (16)$$

şi se respinge dacă : $I \leqslant I_\alpha$

Pentru exemplificarea metodei iteraţiilor, s-au măsurat un număr de 50 tije piston pentru pompele duplex cu dublu efect de mare putere pentru caracteristica de calitate diametru exterior ∅ 85 h 10 (—0,140) evidenţiindu-se următoarele elemente de calcul :

— numărul de elemente măsurate = 50 ;
— mediana = 84,930 [mm] ;
— numărul de elemente $a = 20$;
— numărul de elemente $b = 20$;
— numărul de elemente $m = 10$;
— numărul de iteraţii $I = 24$.

Aplicînd relaţiile metodei iteraţiilor (14) şi (15) rezultă pentru un nivel de încredere

$$\alpha = 0{,}05$$

$$Z_\alpha = 0{,}43$$

$$I_\alpha = 27$$

$$I < I_\alpha$$

Se poate vedea că sondajul nu este omogen, ordinea nu este întîmplătoare, iar abaterile se datoresc unor dereglări de execuţie în procesul de fabricaţie pe faze.

Textul aglomerării pe faze Wallis-Moore porneşte de la ideea că dacă datele unui sondaj de mărimea $n>10$ $(x_1\, x_2 \ldots x_n)$ diferă întîmplător între ele, atunci şi succesiunea semnelor diferenţiale $(x_{i+1} - x_i)$ ar trebui să difere întîmplător. Este un test de iteraţii ale diferenţelor sumelor.

Succesiunea aceloraşi semne poartă denumirea de fază. Wallis îşi bazează testul pe frecvenţa fazelor de plus şi minus. Numărul total al fazelor (mai puţin cea finală şi cea iniţială) notat prin h, se repartizează normal cu media şi frecvenţa :

$$M(h) = \frac{2n-7}{3} \qquad (17)$$

$$D^2(h) = \frac{16n-29}{90}$$

Cu ajutorul variabilei normale normate Z obţinem:

$$Z = \frac{\left| h - \frac{2n-7}{3} \right| - 0{,}5}{\sqrt{\frac{16n-29}{90}}}, \quad \text{pentru } n>30 \qquad (18)$$

şi :

$$Z = \frac{\left| h - \frac{2n-7}{3} \right|}{\sqrt{\frac{16n-29}{90}}}, \quad \text{pentru } n>30 \qquad (19)$$

Această valoare se compară cu un Z tabelar stabilit în funcţie de nivelul de semnificaţie α. Ipoteza caracterului întîmplător al împrăştierii valorilor măsurate se acceptă dacă :

$$Z < Z_\alpha \qquad (20)$$

Ca exemplu de aplicare a acestui test prezentăm datele rezultate din măsurarea caracteristicii diametrului exterior al scaunului supapei con 9, de la pompele duplex cu dublu efect ∅ 196, 850 $\left(^{+0{,}090}_{0}\right)$ tabelul 1

Tabelul 1

Val. caract.	Semnul	Faza	Val. caract.	Semnul	Faza
196,900			196,890	+	9
196,890	—		196,870	—	10
196,895	+	1	196,880	+	11
196,88	—	2	196,850	—	12
196,905	+	3	196,860	+	13
196,87	—	4	196,880	+	
196,86	+		196,870	+	
196,89	+	5	196,860	—	14
196,86	—	6	196,880	+	15
196,85	—		196,855	—	16
196,89	+	7	196,860	+	17
196,900	+		196,850	—	
196,885	—	8			

Rezultă următoarele elemente de calcul :

$n = 25$ supape

$h = 17$

$Z = 1{,}32$

Pentru $\alpha = 0{,}10$ rezultă, în cazul repartiţiei Gauss, $Z_\alpha = 1{,}282$ şi $Z_\alpha = 1{,}32 > Z = 1{,}282$

Din inegalitatea de mai sus rezultă că abaterile măsurate şi prezentate în tabelul de mai sus, rezultă din erori de reglaj a maşinilor de prelucrat, din slăbirea controlului interfaze sau lipsa verificatoarelor de geometrie.

Pentru nevoile practice dăm un tabel de limite pentru repartiţia normală standard, în cazul testului Z cu regim de critică unilaterală (tabelul 2).

Din practică se constată că, pe măsură ce numărul unităţilor care compun sondajul creşte, mediile obţinute se concentrează în jurul centrului de grupare. De aici şi concluzia : intervalul de control depinde de volumul sondajului ; cu cît volumul sondajului este mai mare, cu atît limitele intervalului de control sînt mai înguste. Limitele de control se stabilesc astfel încît, în condiţiile unei desfăşurări normale a procesului de produc-

ție, probabilitatea depășirilor să fie mică. Există totuși un număr de valori ale parametrilor, care depășesc limitele de control, deși procesul se desfășoară normal. Aceste valori reprezintă semnale false, ele indicînd încălcarea stării de normalitate, cînd în realitate aceasta nu a fost încălcată. Se comite în acest caz o eroare de genul *I*. Probabilitatea comiterii unei asemenea erori poartă numele de risc de genul *I*, notat cu α.

Dacă există valori ale parametrilor care indică o stare normală a procesului cînd în realitate a fost încălcată, se comite o eroare

Tabelul 2

α	z	α	z
0,0001	3,090	0,04	1,751
0,001	3,719	0,05	1,645
0,002	2,880	0,06	1,555
0,005	2,576	0,07	1,476
0,01	2,326	0,08	1,406
0,02	2,054	0,09	1,341
0,025	1,96	0,10	1,282
0,03	1,881		

de genul *II*. Probabilitatea comiterii unei erori de genul *II* se numește risc de genul *II* și se botează cu β. Între cele două categorii de riscuri există o variație invers proporțională.

În cadrul proceselor cu randament ridicat și costuri mici ale rebuturilor, este avantajos să se fixeze un risc de genul *I* mic, deoarece opririle inutile micșorează productivitatea muncii. Dacă costul rebuturilor este mai comparativ cu pierderile din producție cauzate de oprirea inutilă a procesului, se poate admite un risc de genul *I* mare, micșorîndu-se astfel riscul de genul *II* și implicit riscurile de rebutare.

În cazul studiului calității proceselor de uzură pentru pompele de foraj, cînd se poate apela la ajutorul aparatelor de măsură pentru controlul caracteristicilor de calitate a produsului, se poate aplica controlul statistic prin măsurare. În acest caz, pentru fiecare exemplar verificat, se obține o anumită valoare X_i a caracteristicii de calitate X. Vom considera, sau vom impune, ca variabila aleatoare X să aibă o medie m_0 și o dispersie σ_0^2.

Spunem că sistemul este ieșit de sub control, atunci cînd centrul de grupare și (sau) împrăștierea valorilor s-a modificat.

Problema controlului static constă în testarea ipotezelor :

$$m = m_0; \quad \sigma = \sigma_0, \tag{22}$$

sau $$m \neq m_0; \quad \sigma \neq \sigma_0,$$

în care m și σ caracterizează sondajul efectuat.

În continuare vom exemplifica prin cea mai cunoscută metodă de control a centrului de grupare, metoda mediei aritmetice, testarea ipotezelor referitoare la precizia de execuție a cămășilor de pompă.

Limitele de control se determină cu ajutorul testului bilateral simetric al ipotezei $m = m_0$ bazat pe media probei $\bar{X}$ adică ;

$$m_0 - Z_\alpha \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \leqslant \bar{X} \leqslant m_0 + Z_\alpha \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \tag{23}$$

în care α este riscul de genul *I* și are expresia :

$$\alpha = 1 - P(L_{ci} \leqslant \bar{X} \leqslant L_{cs}) \tag{24}$$

înlocuind în (23) pe m_0 cu T_c — centrul cîmpului de toleranță și ținînd seama de (26) rezultă limitele de control sub forma :

$$L_{ci} = T_c - Z_\alpha \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$$

$$L_{cs} = T_c + Z_\alpha \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \tag{25}$$

În literatura de specialitate și în practica unor țări, pentru a avea o mai mare siguranță în urmărirea procesului de producție, se lucrează cu o valoare de 5% a riscului de genul *I* ($\alpha = 0{,}05$). Limitele care rezultă potrivit relațiilor (25) se numesc limitele de supraveghere.

$$L_{ss} = T_c + Z_{0{,}05} \frac{\sigma}{\sqrt{n}} \tag{26}$$

$$L_{is} = T_c - Z_{0{,}05} \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$$

Pentru exemplificare vom arăta că pentru caracteristica de calitate diametrul interior al cămășilor de 8 in. pentru pompele duplex cu dublu efect $\varnothing\ 203{,}2\ (^{+0{,}250}_{0})$ media m_0 este 203,325 cu abaterea medie patratică σ_v, de 0,03 mm la un volum de 9 bucăți rezultă limitele de control :

$$L_{cs} = T_c + Z_{0{,}002} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} = 203{,}325 +$$

$$+ 4{,}2 \frac{0{,}03}{\sqrt{9}} = 203{,}377$$

$$L_{ci} = T_c - Z_{0,002} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} =$$

$$= 203{,}325 - 4{,}2 \frac{0{,}03}{\sqrt{9}} = 203{,}283$$

în care $Z_{0,002} = \frac{T}{2\sigma} = \frac{0{,}250}{2 \cdot 0{,}03} = 4{,}2$

Limitele de supraveghere rezultă :

$$L_{ss} = T_c + Z_{0,05} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} =$$

$$= 203{,}325 + 1{,}96 \cdot \frac{0{,}03}{\sqrt{9}} = 203{,}344$$

$$L_{si} = T_c - Z_{0,05} \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}} =$$

$$= 203{,}325 - 1{,}96 \frac{0{,}03}{\sqrt{9}} = 203{,}306$$

În realitate, făcînd un sondaj pe 9 cămăşi de 8 in a rezultat o medie a diametrului interior 203,405 mm, aflată în cîmpul de toleranţă, dar depăşind limita maximă de control ceea ce ne face să considerăm procesul de producţie necorespunzător din punct de vedere al centrului de grupare.

Din cele de mai sus se impun următoarele **concluzii :**

— calitatea pieselor de uzură pentru pompele de foraj apare ca fiind necorespunzătoare, în urma aplicării metodelor statistice de control şi testare ;

— precizia prelucrărilor finale care încadrează piesele în limitele de control stabilite, este revăzută ;

— lipseşte un control riguros între faze, facilitat de execuţia unor faze consecutive pentru aceeaşi piesă la întreprinderi diferite, ceea ce pune în discuţie existenţa unui furnizor unic de piese de uzură ;

— concluziile calitative deduse din analiza statică efectuată impun continuarea cercetărilor în acest sens pe volume de sondaje mai importante, la un sortiment crescut de piese de uzură.

CZ : 622.24 : 665.5

Determinarea fiabilităţii şi disponibilităţii pompelor de foraj

Ing. Alexandru **RĂDULESCU**, ing. Ioan **GRĂDIŞTEANU**, ing. V. **DINU**, ing. M. **POPIEL** — I.C.S.I.T.U.P.M. Bucureşti

Introducere

Prin fiabilitatea unui produs, se înţelege capacitatea acestuia de a-şi menţine în timp proprietăţile funcţionale potrivit destinaţiei, în condiţiile determinante de exploatare şi mediu.

Această noţiune — fiabilitatea — este strîns legată de noţiunea de calitate, dar nu se reduce numai la aceasta şi la specificaţiile tehnice prevăzute la momentul livrării la beneficiar, ci include şi aptitudinea sa de a rămîne conform cu specificaţiile iniţiale pe o anumită durată de timp — timpul de misiune — garantată şi în condiţii de exploatare date.

În ultimă instanţă, pe beneficiar îl interesează serviciul pe care îl aduce produsul, iar acest serviciu îl apreciază ţinînd cont de :

— costul de achiziţie ;
— timpul de bună funcţionare ;
— costul reparaţiilor şi întreţinerilor.

După cum se vede, acest timp de bună funcţionare cu cît este mai îndelungat, cu atît conferă unui produs o calitate în plus, de care beneficiarul ţine din ce în ce mai mult seama.

De aceea, fiabilitatea a devenit un indicator calitativ de sine stătător, a cărui exprimare — bazată pe interpretarea probabilistică a datelor — are o deosebită însemnătate atît pentru producător, cît şi pentru beneficiar. Cu cît acest indicator are o valoare mai ridicată, cu atît un produs este mai bun, este mai căutat de către beneficiar, întrucît îi oferă acestuia un plus de garanţie în exploatarea produsului respectiv.

Pentru determinarea fiabilităţii lor, pompele de noroi 2 PN—1600 şi 3 PN—1600, utilaje de mare complexitate tehnică integrate în instalaţii de foraj de mare adîncime, avînd un grad înalt de competitivitate pe piaţa mondială, au fost supuse unor încercări ce permit calculul indicatorilor de calitate.

METODE DE DETERMINAREA SIGURANȚEI ÎN FUNCȚIONARE A POMPELOR DE FORAJ. Elemente de calcul al probabilităților

Vom prezenta pe scurt metodologia de calcul abordată pentru determinarea indicatorilor care se referă la siguranța în funcționare și fiabilitatea pompelor de foraj duplex, cu dublu efect 2 NP—1600 și a celor triplex, cu simplu efect 3 PN—1600.

Indicatorii cei mai completi ai siguranței în funcționare sînt fiabilitatea și disponibilitatea.

Fiabilitatea este posibilitatea ca o piesă, subansamblu sau sistem să funcționeze fără defecte un anumit timp, în cazul cînd se utilizează în condițiile de funcționare nominale.

Disponibilitatea este probabilitatea ca echipamentul să fie gata de serviciu după un timp specificat pentru reparații necesitate pe durata îndeplinirii unei misiuni, fără defectare (fiabilitatea).

O noțiune implicată în cea de disponibilitate este mentenabilitatea care se definește ca probabilitatea ca o performanță specificată (deci starea de funcționare bună a echipamentului analizat) să fie restabilită într-un timp dat, după apariția defectării.

Rezultă că disponibilitatea este rezultatul a două evenimente:

— cel de bună funcționare, care depinde de fiabilitate;
— cel de reparare (de dorit cît mai scurt), care depinde de mentenabilitate.

Relația care leagă fiabilitatea și mentenabilitatea în formula disponibilității (care rezultă astfel ca indicatorul cel mai complet al siguranței în funcționare) are forma:

$$A = R + (1 - R)\ M,$$

în care:

A — disponibilitatea;
R — fiabilitatea;
M — mentenabilitatea.

Devine clar că noțiunile care definesc siguranța în funcționare, calitatea execuției, performanțele în comportare, fiabilitatea, mentenabilitatea și disponibilitatea se pot defini exclusiv cu ajutorul calculului probabilității și al statisticii matematice. În acest sens, vom pune la punct cîteva ipoteze care stau la baza calculului indicatorilor de calitate ai comportării pompelor de foraj;

a) funcționarea la parametrii nominali a pompelor de foraj este determinată de funcționarea, în bune condiții, în aceeași perioadă de timp, a tuturor pieselor componente și subansamblelor pompei de foraj;

b) timpii de funcționare ai pieselor componente ale pompei sînt variabile aleatoare, înscriindu-se într-un interval mărginit superior;

c) pe mulțimile constituite ale evenimentelor privind funcționarea și probabilitatea de funcționare a pieselor componente ale subansamblelor de foraj, sînt valabile operațiunile de intersecție a elementelor și submulțimilor.

Noțiunea de probabilitate, comună celor trei indicatori mai susmenționați, o vom defini avînd în vedere teorema lui Kolmogorov:

— $P : E \to R$

— $P\ (E) = 1$

— dacă $A \cap B = \varnothing \to P(A \cup B) = P(A) + P(B)$

— $P\ (A) \geqslant 0$

În cele de mai sus, am notat cu P funcția de mulțime a probabilităților, cu E evenimentul sigur, cu R axa numerelor reale, cu $\cap$ operația de intersecție, cu $\cup$ operația de reuniune cu A și B două evenimente reprezentînd duratele de funcționare a elementelor și subansamblelor luate în considerare.

Am introdus cu această ocazie noțiunea de incompatibilitate a unor evenimente aleatoare, care constă în aceea că interescția lor este nulă ($\bigcap A_i = \varnothing$). Din definiția probabilității rezultă:

$$P(\bigcup A_i) = \sum_{i=1}^{n} P(A_i), \quad \text{dacă } \bigcap A_i = \varnothing$$

Această teoremă permite calculul fiabilității unor elemente montate în paralel sau a sistemelor în redondanță.

Se demonstrează în calculul probabilităților, pentru evenimente independente, următoarea teoremă:

$$P\left(\bigcap_{i=1}^{n} A_i\right) = \prod_{i=1}^{n} P(A_i)$$

Această teoremă permite calculul probabilității de funcționare a unor elmente montate în serie.

De asemenea, se mai demonstrează teorema probabilității reuniunii evenimentelor compatibile, caracterizate prin aceea că sînt de intersecție nenulă:

dacă $A \cap B \neq \varnothing$ rezultă:

$$P(A \cup B) = P(A) + P(B) - P(A \cap B)$$

Teorema lui Boole se referă la aplicarea funcției probabilității intersecției de elemente dependente și are forma :

$$P\left(\bigcap_{i=1}^{n} A_i\right) = \sum_{i=1}^{n} P(A_i) + n - 1$$

Teorema lui Bayes se referă la probabilitatea apariției elementului B condiționată de apariția elementului A.

$$P(B/A) = \frac{P(A \cap B)}{P(A)}$$

Se observă că din teorema lui Bayes, considerînd că elementele sînt independente, deci $P(B/A) = P(B)$, rezultă formula probabilității intersecției evenimentelor independente :

$$P(B) \cdot P(A) = P(A \cap B)$$

Pentru aplicarea metodelor riguroase din calculul probabilității la determinarea indicatorilor de calitate, este necesară precizarea cîtorva noțiuni din statistica matematică, cu privire la șirurile de variabile aleatoare, în cazul nostru durabilitățile în funcționare a diferitelor piese și subansamble din pompele de foraj.

Legile probabilistice care modelează matematic fiabilitatea pieselor și subansamblelor pompelor de foraj

Legile probabilistice care modelează matematic indicatorii calitativi privind siguranța în funcționare, împreună cu legile de compoziție amintite anterior, permit calculul riguros al mentenabilității subansamblelor pompelor de foraj.

Comune legilor probabilistice sînt relațiile cantitative care leagă densitățile de probabilitate de funcțiile de repartiție cu distribuție continuă.

Vom defini funcția de defectare $D(t)$ ca fiind complementară față de unitatea de funcție de fiabilitate :

$$D(t) = 1 - R(t)$$

Funcția de defectare este analoagă funcției de repartiție din calculul probabilității, putînd fi exprimată în funcție de densitatea de probabilitate (t), care este o funcție continuă deci integrabilă, pe intervalul $(+\infty, -\infty)$, cu relația :

$$D(t) = \int_{-\infty}^{t} \rho(t)\,dt$$

$$D'(t) = \rho(t)$$

Valoarea medie, momentul de ordinul K și momentul centrat al variabilelor aleatoare, în cazul nostru duratele de funcționare, se definesc cu ajutorul densității de probabilitate și prin integrala Stieltjes.

Legea normală — Gauss — Laplace

Ca o variabilă aleatoare să urmeze o lege de distribuție Gauss—Laplace sau normală, trebuie ca valorile variabilei să fie urmare a unor diverse, un efect să fie mic în raport cu efectul total.

În legea Gauss Laplace, densitatea de probabilitate de defectare verifică relația :

$$\rho(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}}\, e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t-M}{2}\right)^2}$$

Probabilitatea de defectare se exprimă cu relația :

$$D(t) = 1 - \int_{-\infty}^{+\infty} \rho(t)\,dt$$

Probabilitatea de defectare în intervalul (a, b) se exprimă :

$$P(a < t < b) = D(b) - D(a),$$

în care :

$$D(b) = 1 - \int_{-\infty}^{b} \rho(t)\,dt$$

$$D(a) = 1 - \int_{-\infty}^{a} \rho(t)\,dt$$

În relațiile de sus ρ este valoarea medie a variabilei t, iar σ este abaterea medie patratică. Aceasta înseamnă că frecvența maximă a duratelor de funcționare se grupează în jurul valorii medii, iar către capetele intervalului, frecvențele de apariție sînt minime, ceea ce este explicabil prin alura curbei clopot. Prin relația :

$R(t) = 1 - D(t)$ se calculează fiabilitatea produsului.

Legea exponențială

Lege de mare generalitate, ce caracterizează funcționarea pieselor supuse la oboseală este determinată de următoarea formă a densității de probabilitate.

$$\rho(t) = \lambda e^{-\lambda t}$$

Rezultă următoarele relații pentru funcția de defectare și pentru fiabilitate :

$$D(t) = 1 - e^{-\lambda t}$$

$$R(t) = e^{-\lambda t}$$

Ambele funcţii sînt monotone şi caracterizate prin parametrul λ care are valoarea :

$$\lambda = \frac{1}{M(t)}$$

Media variabilei aleatoare $M(t)$ este cunoscută în legea exponenţială sub numele de media timpilor de bună funcţionare, *MTB F* a timpilor dintre două defectări succesive. În teoria clasică a fiabilităţii, parametrul este denumit rata defectărilor.

Legea Weibull

Este o variantă, foarte utilizată, a legii exponenţiale, în care densitatea de probabilitate a defectărilor de tip Weibull are expresia :

$$\rho(t) = \frac{\beta}{\eta}\left(\frac{t}{\eta}\right)^{\beta-1} e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^{\beta}}$$

Rezultă expresiile următoare pentru funcţiile de fiabilitate şi defectare :

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^{\beta}} = \exp\left[-\left(\frac{t}{\eta}\right)^{\beta}\right]$$

$$D(t) = 1 - R(t) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{\eta}\right)^{\beta}\right]$$

Rata defectărilor are următoarea expresie în cazul distribuţiei Weibull :

$$\lambda(t) = \frac{\beta}{\eta}\left(\frac{t}{\eta}\right)^{\beta-1}$$

Pentru acceptarea ipotezei de distribuţie a variabilei aleatoare după legea Weibull, este necesară o verificare grafică care se execută după o scară funcţională care are în abscisă log t iar pe ordonată log. log $\frac{1}{1-D(t)}$; această scară porneşte de la relaţia :

$$\log\log\frac{1}{1-D(t)} = \beta\log t - \beta\log\eta,$$

care se obţine aplicînd de două ori operaţia

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^{\beta}}$$

Dependenţa liniară între log t şi log. log $\frac{1}{1-D(t)}$ este caracteristică pentru legea Weibull.

Coeficientul β este un indice de dispersie a rezultatelor încercărilor pentru constant şi este coeficientul unghiular al dreptei din scara funcţională Weibull, iar coeficientul η se determină din diagrama Allan Plait, care reprezintă scara funcţională Weibull, pentru log. log $\frac{1}{1-D(t)} = 0$ care se obţine cînd $t = \eta$

Coeficienţii β şi η se determină analitic prin metoda celor mai mici patrate.

Caracterul de generalitate al legii Weibull rezultă din aceea că pentru anumite valori ale exponentului rezultă cunoscutele legi de probabilitate cum ar fi :

$\beta = 1$ — legea exponenţială ;

$\beta = 2{,}3$ — legea Gauss — Laplace.

Modelul matematic al disponibilităţii pompelor de foraj

Se iau în considerare următoarele notaţii :

λ = rata defectărilor ;
μ = rata restabilirii stării de bună funcţionare ;
$P_0(t)$ = probabilitatea stării de bună funcţionare ;
$P_1(t)$ = probabilitatea stării de defectare.

Condiţiile iniţiale sînt satisfăcute de relaţia :

$$P_0(O) + P_1(O) = 1$$

Se demonstrează că disponibilitatea are expresia :

$$A(t) = P_0(t) = \frac{\mu}{\lambda+\mu} + \frac{\lambda e - (\lambda+\mu)}{\lambda+\mu}$$

În regim stabilizat, disponibilitatea tinde asimptotic către o valoare limită a probabilităţii $P_0(t)$;

$$A(\bar{t})_{stab} = \lim P_0(t) = \frac{\mu}{\lambda+\mu},$$

cînd $t \to \infty$
dacă ţinem seama că :

$M(t) = \frac{1}{\lambda}$ (media timpilor de funcţionare) şi

$MTR = \frac{1}{\mu}$ media timpilor de reparaţii,

rezultă că disponibilitatea stabilizată are expresia :

$$A(t)_{stab} = \frac{M}{M+MTR}$$

INDICATORII SIGURANŢEI ÎN FUNCŢIONARE PENTRU POMPA 2PN—1600

Supapele. Luînd în considerare rezultatele încercărilor cu supapa mărimea 9 API, şi în care au fost omise rezultatele accidentale,

foarte bune și foarte proaste rezultă următoarele valori ale mărimilor statice, ce caracterizează șirul de valori ale variației aleatoare a durabilităților supapelor încercate în pompele 2 NP—1600.

$$M(t) = 82 \text{ ore}$$

$$\sigma^2 = 3250 \text{ ore}$$

$$\sigma = 57 \text{ ore}$$

Utilizînd diagrama Allan-Plait, care permite determinarea grafică a parametrilor legii de distribuție Weibull, rezultă valorile acestora :

$$\beta = 2{,}6 \text{ ore}$$

$$\eta = 92{,}84 \text{ ore}$$

Pentru determinarea fiabilității supapelor, se impune ca valoarea timpului să fie egală cu misiunea tehnologică, respectiv timpul mediu de sapă, $t = 40$ ore. Pentru $t = 40$ ore, fiabilitatea supapelor, luînd în considerație legea probabilistică, are valoarea :

$$R(t) = \exp\left(-\frac{t}{\eta}\right)^{\beta} = 88{,}5\%$$

Pentru timpul II de supapă, cu garnitură din poliuretan, s-au obținut timpii următori de durabilitate, în bune condițiuni pentru taler și scaun :

$$t_1 = 246 \text{ ore}$$

$$t_2 = 260 \text{ ore}$$

Rezultă parametrii statistici :

$$M(t) = 254 \text{ ore}$$

$$\sigma^2 = 64 \text{ ore}$$

$$\sigma = 8 \text{ ore}$$

Parametrii distribuției Weibull au valorile :

$$\beta = 6 \qquad \eta = 130 \text{ ore}$$

Fiabilitatea supapelor echipate cu garnitură de poliuretan rezultă, pentru același timp de 40 ore :

$$R(t) = 0{,}999$$

La stabilirea fiabilității nu s-a luat în considerare faptul că garnitura a avut o durată de bună funcționare de peste 500 ore, și nici că un set taler-scaun a fost scos după 118 ore în stare bună.

Condițiile de presiune și de debit de măsură a valorilor de timp a durabilităților supapelor la pompele 2 NP—1600 au fost practic constante, satisfăcînd astfel una din condițiile de bază a metodologiei de calcul al fiabilității.

Din studiul operațiunilor de întreținere, rezultă media timpilor de reparații.

$$MTR = 0{,}8 \text{ ore}$$

Rata operațiilor rezultă :

$$\mu = \frac{1}{MTR} = 1{,}25 \text{ ore}^{-1}$$

Pentru calculul disponibilității, utilizăm relația simplificată a acestuia, care rezultă ca valoarea asimptotică a disponibilității deci valoarea minimă a acesteia :

$$A(t)_{\min} = \frac{M(t)}{M(t) + MTR}$$

Pentru supapele de serie, disponibilitatea are valoarea :

$$A_{\min} = 98{,}7\%$$

Pentru supapa cu garnitura din poliuretan, disponibilitatea are valoarea :

$$A_{\min} = 100\%$$

Această valoare reiese și din relația :

$$A = R + (1 + R)\,M$$

în care M avînd valoarea aproape unitară, rezultă disponibilitatea

$$A = 100\%$$

Tijele și presetupele. Avînd în vedere datele experimentale, obținute în urma încercării tijelor de serie și experimentale, rezultă următoarele :

I. Tije de serie

$$\text{Media} = M(t) = \frac{\Sigma t_i p_i}{\Sigma p_i} = 76{,}55 \text{ ore}$$

$$\text{dispersia} : \sigma^2 = 872{,}458$$

abaterea medie patratică $\sigma = 29{,}53$ ore

Utilizînd legea de distribuție Weibull, rezultă parametrii distribuției din diagrama Allan-Plait :

$$\beta = 4{,}2$$

$$\eta = 84{,}5 \text{ ore}$$

Pentru timpul de calcul egal cu misiunea tehnologică impusă pompei, deci egal cu timpul de sapă $t_s = 40$ ore, rezultă fiabilitatea tijelor de serie :

$$R(t) = \exp\left(-\frac{t}{\eta}\right)^{\beta} = 93\%$$

Media timpilor de reparații are valoarea :

$$MTR = 1{,}1 \text{ ore}$$

Disponibilitatea minimă, ca valoare asimptotică a funcției descrescătoare în timp, are valoarea :

$$D(t)_{\min} = \frac{M(t)}{M(t)+MTR} = 98{,}4\%$$

II. Tije experimentale

Media $M(t) = 344{,}5$ ore
dispersia = 11.863
abaterea medie patratică $\sigma = 108$ ore

Utilizînd legea de distribuție Weibull, rezultă parametrii distribuției din diagrama Allan-Plait :

$$\beta = 3{,}5$$

$$\eta = 383 \text{ ore}$$

Pentru timpul de calcul $t = 40$ ore, ca și la fiabilitatea tijelor de serie, rezultă fiabilitatea tijelor experimentale :

$$R(t) = \exp\left(-\frac{t}{\eta}\right)^{\beta} = 0{,}9997$$

Disponibilitatea minimă rezultată la valoarea maximă :

$$D(t)_{\min} = \frac{M(t)}{M(t) + MTR} = 100\%$$

Pistoane, cămăși. Soluții constructive. Ținînd seama de rezultatele obținute la pistoanele și cămășile de serie, rezultă următoarele caracteristici ale șirului de valori ale variabilei aleatoare, constituită pe durabilitățile cuplului piston-cămașă de serie.

media : $M(t) = 78{,}03$ ore
dispersia : $\sigma^2 = 2076{,}5$ ore
abaterea medie patratică : $\sigma = 45{,}56$ ore

Utilizînd legea Weibull de distribuție a defectelor rezultă parametrii legii Weibull la următoarele valori :

$$\beta = 2{,}4$$

$$\eta = 88{,}06 \text{ ore}$$

Fiabilitatea, potrivit aceleiași legi de distribuție, are valoarea :

$$R(t) = \exp\left(-\frac{t}{\eta}\right)^{\beta} = 85\%$$

Media timpilor de reparații are valoarea :

$$MTR = 1{,}3 \text{ ore}$$

Disponibilitatea minimă ca valoare asimptotică, către care tinde funcția descrescătoare cu timpul, are valoarea :

$$D(t)_{\min} = \frac{M(t)}{M(t) + MTR} = 98{,}36\%$$

Indicatorii siguranței în funcționare a pompei 2 PN-1600. Indicatorii de fiabilitate ai pompei 2 PN-1600 se pot calcula considerînd pompa ca un sistem de element montate în serie și anume :

— partea mecanică ;
— frema ;
— circuit ungere ;
— supape ;
— cuplul tijă — presetupă ;
— cuplul piston — cămașă.

La partea mecanică (fremă, circuit de ungere), nu s-au constatat defecțiuni, de aceea vom considera că acestea au o fiabilitate maximă, egală cu unitatea.

Funcția de probabilitate aplicată unei intersecții de elemente independente (cu care se poate asimila un montaj în serie) conduce la formula :

$$P\left(\bigcap_{i=1}^{n} A_i\right) = \prod_{i=1}^{n} P(A_i)$$

Deci, fiabilitatea are formula de calcul :

$$R\left(\bigcap_{i=1}^{n} A_i\right) = \prod_{i=1}^{n} R(A_i)$$

Considerînd pompa echipată cu piese de uzură de serie, rezultă valoarea fiabilității :

$$R(t) \text{ serie} = 70\%$$

Considerînd pompa echipată numai cu piese experimentale rezultă valoarea :

$$R(t)_{\text{exp}} = 99\%$$

În această valoare nu a fost inclusă fiabilitatea cuplului piston — cămașă, pentru care nu avem date furnizate de soluțiile experimentale.

Considerînd legea Boole de compunere a elementelor dependente, rezultă fiabilitatea pompei cu piston de uzură de seria :

$$R(t) = 65\%$$

Pentru pompe cu piese experimentale, rezultă :

$$R(t) = 98\%$$

Pentru calculul disponibilității pompei, se consideră media de bună funcționare ca media aritmetică a tuturor elementelor montate în serie, iar timpul mediu de reparații suma tuturor timpilor de reparații ale elementelor componente :

$MTBF = 78{,}85$ ore (pentru piese de uzură serie)

$MTR = 3{,}2$ ore

Rezultă disponibilitatea minimă, ca valoare asimptotică a funcției descrescătoare, cu timpul pentru pompa echipată cu piese de uzură de serie :

$$D(t)_{minim} = 96\%$$

Pentru pompa echipată cu piese de uzură experimentale, rezultă disponibilitatea minimă, în același sens de mai sus :

$$D(t)_{min} = 99{,}7\%$$

CZ : 622 : 24

Elasticitate și fiabilitate la solicitări variabile

Ing. Alexandru **RĂDULESCU**, ing. Ioan **GRĂDIȘTEANU**, ing. M. **WOINAROSKI**, ing. Vl. **GAVRILENCO** — I.C.S.I.T.U.P.M. București

Stabilirea rezistenței, respectiv a durabilității, organelor de mașini, în toate fazele de concepție și realizare ale acestora, implică cunoașterea — previzionarea — condiției reale a tuturor acțiunilor exterioare (solicitări de natură mecanică, termică, chimică etc.) și a capacității materialelor înglobate în produs de a rezista în timp acestor acțiuni.

În limitele concepțiilor constructive clasice, interacțiunea solicitare — material este abordată pe baza conceptului de coeficient de siguranță, definit ca fiind raportul între o rezistență nominală minimă a materialului și o solicitare estimată maximă, ambele mărimi exprimate prin parametri de aceeași natură fizică.

$$C_s = \frac{\text{rezistența minimă}}{\text{solicitare maximă}}$$

După această definiție, siguranța unui produs este reflectată din rezultatul unui raport între două mărimi constante și independente. Idealizarea introdusă de această poziție face ca în multe cazuri schematizarea de calcul rezultată să se îndepărteze considerabil de condiția reală a solicitării. Într-adevăr, după cum se relevă din multiplele cercetări teoretice și experimentale, solicitările exterioare au un caracter variabil în timp, uneori cu variații pronunțate care nu pot fi descrise satisfăcător numai prin relații deterministe.

În privința rezistenței materialului, evidențiată ca răspuns la solicitările exterioare, se constată — mai ales atunci cînd intervine factorul timp — o pronunțată dispersie, care reflectă nu numai variabilitatea introdusă de tehnica experimentală, ci mai ales caracterul aleator al mecanismului de degradare în timp și rupere a materialului.

În cazul solicitărilor mecanice sau termice desfășurate în timp, experiența a arătat în plus, că degradarea progresivă care conduce la rupere este într-o dependență strînsă de modul concret de variație în timp a solicitării.

Calculele tradiționale de rezistență la solicitări repetate se efectuează pentru o durabilitate infinită. Datorită faptului că metodele tradiționale nu cuprind aspectul probabilistic al rezistenței și al solicitării, nu se poate realiza o diferențiere metodologică de calcul între organe de mașini supuse la solicitări mecanice diferite. Astfel, după metodele clasice ale rezistenței materialelor (aplicate la calculul pompelor de foraj) la o durabilitate infinită se calculează atît un arbore cotit — supus unei solicitări complexe și repetate — cît și tija pistonului, supusă unei solicitări axiale alternante, dar și unor solicitări exterioare de contact, de uzură care scot tija din funcțiune cu mult înainte de a se atinge durabilitatea calculată de rezistență internă a materialului.

În aceste cazuri, este necesar calculul unei durabilități interne finite, care să fie afectată de probabilitatea de defectare la uzură impusă de condițiile funcționale independente de solicitarea internă.

Pe de altă parte, a calcula o rezistență infinită pentru asemenea organe de mașini solicitate la o amplitudine constantă și maximă în condiții de stand de probă (cînd în realitate produsul în cea mai mare parte a exploatării este supus unei solicitări net aleatoare, care impune de la sine caracterul probabilist durabilității) este o eroare pe care unii proiectanți o mai fac și care conduce la creșteri nejustificate ale greutății și costului produsului.

Aceste aspecte care au reieşit din urmărirea comportării pompelor de foraj pe stand şi în exploatare — în special a prototipului 2 PN-1600, ne face să afirmăm că singura posibilitate raţională de a evalua siguranţa unui produs la solicitări variabile constă în introducerea metodelor probabiliste. Aceste metode de calcul sînt în plină dezvoltare şi şi-au găsit aplicarea practică în realizările tehnologice de vîrf, dintre care cele mai cunoscute sînt realizările din tehnica aerospaţială.

Considerăm că metodele teoriei fiabilităţii aplicate în calculul de rezistenţă al solicitării variabile fac ca noţiunea clasică de coeficient de siguranţă să apară în prezent ca desuetă, atît prin cantitatea limitată de informaţii cît şi prin alte procedee arbitrare de estimare a mărimilor care-l compun.

În cele de mai jos vom enumera conceptele de bază ale metodologiei de calcul al durabilităţii garantate (cunoscută sub denumirea de safe-life), precum şi modul în care am înţeles să implementăm soluţiile generale ale teoriei fiabilităţii în conceptele rezistenţei materialelor.

Stările de solicitare ale unui element, restrînse ca noţiune la nivelul tensiunilor interne, manifestă o variaţie neregulată în timp, prezentînd un caracter evident aleator.

Stările aleatoare de solicitare sînt descrise de media temporală şi de funcţia de autocorelaţie temporală :

$$m_\sigma = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T}\int_0^T \sigma_i(t)\,dt \qquad (1)$$

$$R_\sigma = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T}\int_0^T \sigma_i(t)\,\sigma_i(t+\theta)\,dt \qquad (2)$$

În cazul ipotezei ergodice, care atrage după sine staţionaritatea solicitării, cele două noţiuni de mai sus sînt constante în timp.

Caracteristicile de grupare sînt estimate prin valoarea medie patratică :

$$\Psi_\sigma^2 = \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T}\int_0^T \sigma^2(t)\,dt \qquad (3)$$

şi de rădăcina medie pătratică, care se defineşte ca valoare pozitivă a rădăcinii de ordinul II din valoarea medie pătratică, $+\sqrt{\Psi_\sigma^2}$.

Tendinţa de împrăştiere se estimează prin dispersia intensităţii tensiunii :

$$d_\sigma^2 = \int_0^T [\sigma(t) - m_\sigma]\,dt \qquad (4)$$

şi de abaterea medie patratică, care se defineşte ca rădăcina de ordinul II din dispersia solicitării, $+\sqrt{d_\sigma^2}$.

Distribuţia asociată solicitării aleatoare este caracterizată de densitatea de probabilitate ca funcţia σ să ia valori în intervalul $[\sigma, \sigma + d\sigma]$:

$$p(\sigma) = \lim_{\Delta\sigma\to 0} \frac{\text{Prob}[\sigma < \sigma(t) < \sigma + d\sigma]}{\Delta\sigma} =$$

$$= \lim_{\Delta\sigma\to 0} \cdot \lim_{T\to\infty} \frac{1}{T}\left(\frac{T\sigma}{\Delta\sigma}\right) \qquad (5)$$

în care $T\sigma$ este timpul total, cînd tensiunea $\sigma(t)$ ia valori în intervalul $(\sigma, \sigma + d\sigma)$.

Funcţia de repartiţie defineşte probabilitatea ca tensiunea $\sigma(t)$ să ia valori sub valoarea σ :

$$p(\sigma) = \int_{-\infty}^{T} p(\sigma)\,d\sigma \qquad (6)$$

Funcţia densităţii spectrale de putere $G\sigma(f)$ se defineşte astfel :

$$G_\sigma(f) = \frac{d}{df}\Psi_\sigma^2(f, \Delta f) \qquad (7)$$

în care $\Psi_\sigma(f, \Delta f)$ este abaterea medie pătratică a intensităţii tensiunii, care se găseşte în intervalul de frecvenţe de trecere printr-o anumită valoare $(f,\ f + \Lambda f)$.

Metodele moderne de studiu şi analiză se bazează pe aprofundarea mecanismului de rupere a materialelor prin solicitări repetate, căruia îi sînt caracteristice trei faze : ecruisarea prin deformaţii repetate, nucleaţia fisurilor şi propagarea fisurilor pînă la rupere. Elementul comun în cele trei faze este deformaţia plastică repetată, care produce în primul stadiu al degradării materialului o ecruisare prin deformaţie, efect evident atît în domeniul limitei la oboseală cît şi în domeniul durabilităţii limitate.

Ecruisarea prin deformaţii plastice repetate se evidenţiază cantitativ prin înregistrarea evoluţiei histerezei de deformaţie plastică în coordonatele tensiune — deformaţie specifică.

Reprezentarea variaţiei amplitudinii tensiunii τ cu numărul de cicluri furnizează curba ecruisării ciclice, care admite două stadii de dezvoltare, cel al ecruisării rapide şi independent şi cel al ecruisării saturate.

Simultan cu dezvoltarea ecruisării în toată masa metalului s-au observat la suprafaţa metalului apariţia unor benzi de alunecare care se accentuează pătrunzînd adînc în material, benzi de alunecare care sînt urmarea alunecării transversale a dislocaţiilor elicoidale. În general o bandă de alunecare se dezvoltă în adîncime numai cîteva zeci de microni, după care dezvoltarea se face sub formă de fisură.

Printre criteriile fenomenologice deterministe care descriu fenomenul degradării și ruperii materialelor, cele liniare au o largă aplicabilitate.

Criteriul Paemgren-Langer-Miner postulează că două stări de degradare în sensul de mai sus sînt echivalente dacă are loc egalitatea :

$$\frac{n_{ij}}{N_i} = \frac{n_{oj}}{N_o} \tag{8}$$

în care : N_i, N_o sînt durabilitățile la solicitările de amplitudini constante σ_i și respectiv σ_0

La rupere se poate scrie relația stării de degradare :

$$\int_0^{N_r} \frac{dn}{N} = 1 \tag{9}$$

unde : $dn = N_r\, p(\sigma)\, d\sigma$, cu $p(\sigma)$ densitatea de probabilitate a intensității solicitării, definite mai sus iar N_r este durabilitatea la rupere.

Criteriul Frendenthal ia în considerare și efectul interacțiunii intensității tensiunilor sub forma :

$$\int_0^{N_r} \bar{\omega} \frac{dn}{N} = 1 \tag{10}$$

în care $\bar{\omega} > 1$ este factorul global de interacțiune și constant pentru un anumit spectru de solicitare.

O etapă foarte importantă în calculul de durabilitate o constituie aspectul statistic al caracteristicilor de rezistență la solicitări variabile.

Evidențele experimentale atestă că variabilitatea statistică a caracteristicilor de rezistență este o consecință directă a caracterului aleator al mecanismului fizic de inițiere și dezvoltare a degradării metalelor prin solicitări variabile.

În încercarea unui lot omogen de piese prin solicitări variabile cu amplitudinea constantă σ se înregistrează o mulțime de valori ale durabilității N_i. Aceste valori ale durabilității împreună cu probabilitățile lor de apariție formează distribuția unei variabile aleatoare caracterizată prin medie, dispersie, funcție de autocorelație, densitate de probabilitate și funcție de repartiție.

După obținerea distribuției variabilei aleatoare a perechilor durabilitate — probabilitate, se ajustează analitic șirul de valori, adică se găsește distribuția teoretică care urmează cel mai bine rezultatele experimentale.

În ajustarea parametrică a rezultatelor încercărilor de durabilitate, cele mai uzuale distribuții sînt :

— distribuția normală, cu funcția de repartiție

$$F(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{+\infty} \exp\left(\frac{-x-\bar{x}}{2S^2}\right) dx \tag{11}$$

în care $\bar{X}$ și S sînt media și dispersia distribuției normale ;

— distribuția Weibull, cu funcția de repartiție :

$$F(x) = 1 - \exp\left[-\left(\frac{x - x_0}{\beta}\right)^b\right] \tag{12}$$

avînd media și dispersia date de :

$$\bar{X} = X_0 + \beta\left(1 - \frac{1}{b}\right)^{1/b}$$

$$S^2 = \beta^2\left[\Gamma\left(1+\frac{2}{b}\right) - \Gamma^2\left(1+\frac{1}{b}\right)\right] \tag{13}$$

în care Γ este funcția exponențială gama completă.

Practica prelucrării statistice a durabilității înregistrate în încercări cu amplitudine constantă a relevat că distribuția normală este bine urmată dacă se aplică transformarea logaritmică :

$$X = \log N$$

sau transformarea de putere :

$$X = N^{-\alpha} \tag{14}$$

În cazul distribuției Weibull, chiar durabilitatea înregistrată N urmează această distribuție cu funcția de repartiție :

$$F(N) = 1 - \exp\left[-\frac{N - N_o}{N_a - N_o}\right]^b \tag{15}$$

în care N_0 este durabilitatea minimă (pentru $N < N_0$ probabilitatea de rupere este nulă), N_a este un parametru ce reprezintă durabilitatea pentru probabilitatea = 0,652 și b — panta distribuției în reprezentarea

$$\log\left(\log \frac{1}{1-p}\right) \text{ și } \log\,(N - N_0)$$

Pentru verificarea distribuției teoretice se face apel la metodele statistice din teoria estimației.

Gradul de acurateță cu care parametrii de selecție estimează parametrii efectivi ai distribuției studiate se poate stabili pe baza

probabilisticii prin determinarea unui interval care să includă parametrul estimat cu un anumit grad de probabilitate.

Curbele de durabilitate izoprobabilă se trasează pe baza relațiilor analitice care stabilesc relația tensiune-durabilitate.

Prima relație care a fost utilizată în calcule a fost aceea a lui Basquin :

$$\sigma = CN^{-a} \tag{16}$$

în care σ este amplitudinea solicitării, iar C și a parametrii de ajustare.

Relația Basquin implică o limită la oboseală nulă pentru $N = \infty$ ceea ce face ca una din cele mai utilizate relații $\sigma - N$ să fie cea a lui Stromayer.

$$\sigma = CN^{-a} + \sigma_0 \tag{17}$$

în care σ_0 este rezistența la oboseală, ceea ce corectează evident relația lui Basquin. Weibull a introdus încă un parametru care permite o ajustare mai bună a rezultatelor experimentale în domeniul durabilităților mici (solicitări oligocidice) :

$$\sigma - \sigma_0 = C\,(N + B)^{-a} \tag{18}$$

Stüssi propune o relație care să descrie **complet situația limită marcată de rezistența** la rupere statică σ_r și limita la oboseală σ_0

$$\frac{\sigma - \sigma_0}{\sigma_r - \sigma} = C\,N^{-a} \tag{19}$$

Mai recent Heywood folosește o relație care poate cuprinde rezultatele experimentale pentru întreg domeniul de durabilitate ($N = 1 \div \infty$) :

$$\frac{\sigma}{\sigma_r} = \frac{1 + K_1\,(\log N)^{\frac{1}{4}}}{1 + K_2\,(\log N)^{\frac{1}{4}}} \tag{20}$$

în care K_1 și K_2 sînt constante dependente de felul solicitării și de numărul de cicluri n.

După acceptarea uneia din relațiile $\sigma - N$ de mai sus, se pune problema cunoașterii nivelului de probabilitate P corespunzător realizării unei perechi de valori (σ, N) experimentale :

$$P = F\,(\sigma, N) \tag{21}$$

adică cunoașterea unei funcții de repartiție de două argumente σ și N, între care există o relație de dependență ($16 \div 20$).

Se notează $X(N)$ și $Y(\sigma)$ cele două transformări ale tensiunii σ și durabilității N, care liniarizează relația (21). Cu ajutorul acestor transformări se formează variabila aleatoare V :

$$V = \frac{1}{z}\,[Y(\sigma) - \eta] - X\,(N) \tag{22}$$

care poate urma o distribuție normală sau Weibull și în care z și η sînt două constante de ajustare.

În cazul că se acceptă distribuția Weibull pentru variabila aleatoare V, ecuația fascicolului de curbe de durabilitate izoprobabilă are forma :

$$\left(ln\,\frac{1}{1-p}\right)^{\frac{1}{b}} = \frac{Y(\sigma) - \eta - z\,[X\,(N) + V_0]}{Y(\sigma) - \eta - z\,[X_a(N) + V_0]} \tag{23}$$

în care $X_0(N)$ este argumentul corespunzător probabilității $P = 0{,}632$, $N_0 = V_0$, este un parametru de ajustare funcție de modul de solicitare σ și avînd semnificația durabilității minime.

Formele transformărilor $X(N)$ și $Y(\sigma)$, precum și coeficienții z și η au în general forme simple. Așa spre exemplu în cazul legii $\sigma - N$ a lui Stromayer de forma : $\sigma - \sigma_0 = CN^{-a}$, aceste transformări și coeficienți au forma :

$$\begin{aligned} -\,X\,(N) &= N^{-a} \\ -\,Y(\sigma) &= \sigma \\ -\,z &= C \\ -\,\eta &= \sigma_0 \end{aligned} \tag{24}$$

Cu acestea se poate trece la ultima etapă a studiului nostru, aceea de calcul al durabilității garantate. În această concepție sînt deci necesare următoarele etape de parcurs :

— distribuția solicitărilor exterioare la care este supusă piesa sau mașina și care este cunoscută sau impusă prin densitatea de probabilitate sau histogramă ;

— curba de durabilitate izoprobabilă pertinentă, $P = F(\sigma, N)$;

— ipoteza de degradare cumulativă, care realizează legătura dintre primele două etape.

Cea mai utilizată metodă de calcul este cea care utilizează ipoteza liniară de degradare cumulativă în formularea dată de Sörensen și Frendenthal, care cuprinde celelalte ipoteze liniare ca particularizări.

Expresia generală a ipotezei de degradare cumulativă este :

$$\int_0^{N_{rp}} \frac{dn}{N_p} = \frac{1}{\omega} \tag{25}$$

în care N_{rp} este durabilitatea exprimată în cicluri pentru o probabilitate P de rupere.

Cînd distribuția solicitărilor se estimează prin densitatea de probabilitate $p(\sigma)$,frecvența absolută la un nivel de solicitare σ este :

$$dn = N_{rp} P(\sigma)\,d\sigma \tag{26}$$

Din curbele de durabilitate izoprobabilă se poate explicita durabilitatea :

$$N_p = f(\sigma, p) \tag{27}$$

Introducînd relaţiile (27) şi (26) în relaţia (25) rezultă relaţia generală de calcul a durabilităţii, în cazul schematizării prin densitatea de probabilitate :

$$N_{rp}P = \left[\frac{1}{\omega}\int_{\sigma_{al}}^{\sigma_{aL}} \frac{p(\sigma)}{f(\sigma, p)} \cdot d\sigma\right]^{-1} \tag{28}$$

în care σ_{al} şi σ_{aL} sînt tensiunile minime şi maxime ale solicitării exterioare.

Vom arăta acum modul concret de modificare a acestor relaţii în sensul introducerii funcţiilor de defectare (complementară faţă de funcţia fiabilităţii) în calculul unor elemente de importanţă din pompa 2 PN-1600, cum au fost arborele cotit şi tija pistonului.

Pentru ambele piese, calculul formal este identic, diferind numai condiţiile de probabilitate impuse.

Distribuţia solicitării este normală, nu constantă ca în condiţiile de stand şi are forma :

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{aL}}\right)_p = \bar{p} + (1 - \bar{p})\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_{aL}}\right)_{\bar{p}} = 0 \tag{29}$$

în care $p = \frac{\sigma_{al}}{\sigma_{aL}}$, iar $\bar{p} = 0$ corespunde solicitării cu $\sigma_{al} = 0$ (ciclul oscilant).

Adoptăm pentru curbele de durabilitate izoprobabilă relaţia :

$$\sigma_a N^a = \sigma_{0p} \cdot N_0^a \tag{30}$$

Distribuţia solicitării fiind normală în domeniul $(-\infty, \infty)$ densitatea de probabilitate este:

$$p_i(\sigma_a) = \frac{1}{d\sigma\sqrt{2\pi}} \cdot \exp\left(-\frac{\sigma^2}{2d^2\sigma}\right) \tag{31}$$

Executăm o primă trunchiere a intervalului densităţii la $(0, \infty)$, de unde rezultă că corecţia de normare $\lambda_0 = 0{,}5$, iar expresia densităţii ia forma :

$$p(\sigma_a) = \frac{1}{d\sigma} \cdot \sqrt{\frac{2}{\pi}} \exp\left(-\frac{\sigma^2}{2d_\sigma^2}\right) \tag{32}$$

A doua trunchiere în intervalul $(\sigma_{al}, \sigma_{aL})$ ne conduce la expresia corecţiei de normare :

$$\lambda_{01} = \int_{\sigma_{al}}^{\sigma_{aL}} p(\sigma_a)\, d\sigma_a = 2\left[\Phi\left(\frac{\sigma_{aL}}{d\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{\sigma_{al}}{d\sigma}\right)\right] \tag{33}$$

unde Φ este funcţia tabulată a lui Laplace.

În cazul concret al densităţii de probabilitate expresia durabilităţii finale este :

$$N_{rp} = \frac{\lambda_{01}}{\omega}\sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot d\sigma N_0 (\sigma dp)^{\frac{1}{a}} \cdot \left[\int_{\sigma_{al}}^{\sigma_{aL}} \sigma_a^{\frac{1}{a}} \exp\left(-\frac{\sigma_a^2}{2d_\sigma^2}\right)\right]^{-1} \tag{34}$$

Condiţiile de probabilitate impuse au fost :

— arbore cotit — durabilitatea = 10^8 cicluri (30.000 ore) ;
— probabilitatea de defectare = $D(t) = 10^{-4}$, la durabilitatea de 10^8 cicluri ;

— tijă piston : — durabilitatea = $3.10 \cdot 10^5$ cilindri (100 ore) ;
— probabilitatea de defectare la durabilitatea de $3 \cdot 10^5$ cicluri $D(t) = 10^{-1}$.

Evident, la durabilităţile menţionate, cele două procese au fiabilităţile 0,9999 şi respectiv 0,90.

Din calculul de verificare efectuat a rezultat că arborele cotit este supradimensionat 15%, iar tija pistonului satisface condiţiile impuse.

Rezultatul a fost că s-a păstrat diametrul tijei de 85 mm comun cu toate pompele de mare putere, explicîndu-se cele cîteva ruperi de tije pe stand, prin condiţiile limită de solicitare, specifice probelor pe stand şi eliminarea factorilor geometrici de formă (degajare radială API) care conduceau la modificarea negativă a curbelor de durabilitate izoprobabilă.

De asemenea, pentru arborele cotit rezultă posibilităţi de scădere a greutăţii în limitele a 15%.

Considerăm că această metodologie de calcul de rezistenţă este superioară celor clasice prin aceea că asigură dimensionări diferite pentru piese supuse la solicitări diferite, cu probabilităţi de defectare (fiabilitatea) diferite rezultînd tocmai din diferitele condiţii ambientale de funcţionare şi reprezintă aplicarea celor mai moderne tehnici de calcul în rezistenţa materialelor.

CZ : 622.24 : 665.5

Aspecte tribologice în funcționarea unor piese de uzură din pompele de foraj

Ing. Ioan **GRĂDIȘTEANU**, ing. VI. **GAVRILENCO** — I.C.S.I.T.U.P.M. București

Abordarea aspectelor funcționale, sub aspect calitativ și mai ales, cantitativ ale unor piese de uzură din pompele de foraj, cu metodele de investigare specifice tribologiei, este singura cale menită să conducă la sporirea eficienței economice în acest domeniu al cercetării științifice, măsurate direct prin reducerea consumului de metal, prelungirea duratei de funcționare a mașinilor, reducerea operațiunilor de întreținere, creșterea fiabilității și disponibilității pompelor de foraj.

În cele ce urmează ne vom referi la cîteva importante aspecte tribologice din funcționarea pistoanelor și cămășilor din pompele de foraj, piesele de uzură cu cea mai scăzută fiabilitate, cu ponderea cea mai mare în ceea ce privește consumatorii de metal și cu influența cea mai mare asupra randamentului întregului echipament.

Din punct de vedere tribologic acest cuplu funcțional piston-cămașă reprezintă o cuplă de clasa III-a, după numărul de contacte din cuplă.

După scopul principal al acestui cuplu funcțional (de etanșare completă față de lichidul sub presiune), se poate caracteriza contactul dintre suprafețele în mișcare relativă ca fiind direct, cu excepția unor anumite molecule absorbite din mediul ambiant, ceea ce ne permite să abordăm legile frecării uscate. Datorită forțelor mari de adeziune, rezultate din presiunea fluidului de refulare și a temperaturii locale dezvoltate în funcționarea pistonului în cămașă, iau naștere (la capete de cursă) la anularea vitezei pistonului, microjoncțiuni constînd în principal în microvulcanizări ale materialului garniturii pistonului. Vom aborda în acest caz relația lui Bowden pentru cupla noastră sub formula :

$$F_a = A_r \ \tau_c = \pi d \cdot l_c \cdot \tau_n \qquad (1)$$

în care :

A_r = suprafața reală de contact ;

τ_n = rezistența la forfecare a pînzei cauciucate din care se confecționează garnitura de piston.

și

$$N = A_r p_c = \pi d l_c p_c \qquad (2)$$

în care : P_e = presiunea de curgere a materialului garniturii.

Rezultă expresia coeficientului de frecare :

$$\mu_a = \frac{\tau_r}{p_c} \qquad (3)$$

Ținînd seama de unghiul garniturii, θ, precum și de forța de îndepărtare a materialului garniturii, F_{im}, relația coeficientului de frecare de alunecare, care ține seama de forfecarea microrugozităților ia forma :

$$\mu_a = \frac{\tau_n}{HB} + \frac{F_{im}}{p_c d l_c} + \operatorname{tg}\theta \qquad (4)$$

în care HB este duritatea oțelului pe care glisează pistonul.

Valorile mari care ar trebui să fie măsurate nu au fost evidențiate la cupla piston-cămașă, ușor de stabilit la pompele triplex cu efect, ci la cupla tijă-piston — presetupă de la pompele duplex cu dublu efect.

Valorile coeficientului de frecare măsurate pentru cupla piston-cămașă îndreptățesc afirmația că aici ia naștere frecarea limită particulare ale straturilor monomoleculare sau onctuoasă, caracterizată prin proprietățile adsorbite pe suprafață prin care este posibil să apară și microasperități de 1 μm care străpung filmul de fluid izolator.

De asemenea, este posibil să apară frecarea semifluidă sau mixtă în care lubrifiantul, în grosime corespunzătoare, se rupe și se reface astfel încît concomitent cu sustentația hidrodinamică apare și contactul direct între suprafețe.

Considerînd legile uzării de aderență conform terminologiei tribologice stabilite prin STAS 8069—67, vom afla viteza și intensitatea de uzare în cazul cuplei piston-cilindru, a cărei defectare îmbracă și aceste forme de microjoncțiuni între materialul garniturii pistonului și materialul cămășii, sub forma :

$$V_u = K \frac{3NL_f}{HB} \ [\mathrm{cm}^3] \qquad (5)$$

în care :

N = probabilitatea formării particulei de uzură ;

N = sarcina ;

L_f = lungimea de frecare ;

HB = duritatea materialului uzat, respectiv a garniturii pistonului.

Apare justificată construcția garniturilor de piston din pînză cauciucată sau poliuretan cu duritatea mult superioară garniturilor din cauciuc simplu. Din relația de mai sus nu se desprinde influența calității suprafeței de contact asupra volumului uzat. Dacă împărțim ambii membri ai relației (5) cu A_n aria nominală de contact, funcție directă de rugozitatea suprafețelor în contact, obținem :

$$h = K\frac{3p_c \cdot A_p \cdot L_f}{HB \cdot A_n} \operatorname{tg}\theta \quad [\text{cm}] \qquad (6)$$

în care :

h = înălțimea radială a stratului uzat ;
P_c = presiunea de circulație ;
A_p = suprafața pistonului ;
θ = unghiul garniturii pistonului.

Relația (6) se mai poate exprima astfel :

$$h = K_e p_m L_f \qquad (7)$$

în care :

$K_e = \frac{3K}{HB}$ — coeficientul de uzură adezivă

$P_m = \frac{P_c A_p \operatorname{tg}\theta}{A_n} = \frac{N}{A_n}$ — presiunea medie pe suprafața nominală de contact.

Împărțind ambii membrii ai ecuației (7) cu $L_f = V \cdot t$ (produsul dintre viteza relativă și durata de funcționare) rezultă intensitatea uzării :

$$I_h = K_e \cdot p_m \qquad (8)$$

Din relațiile (6) și (7) rezultă că garniturile amovibile sînt superioare garniturilor monobloc, datorită faptului că primele pot lua orice valoare pentru înălțimea radială de uzare, în comparație cu cele monobloc care nu pot asigura valori mari pentru înălțimi de uzare, fără a evita o degradare masivă a materialului garniturii prin dezlipirea de corpul de oțel a pistonului.

În realitate, nici garniturile amovibile nu pot realiza orice valori de uzare radiale, conform relației (6) sau (7), fără evitarea unei anumite degradări radiale care schimbă geometria garniturii și duritatea care intră în calculul uzării și limitează astfel durabilitatea pistonului.

Modul de exprimare, formal, a acestei limite rămîne o sarcină centrală viitoarelor cercetări.

Valoarea coeficientului de uzare adezivă este pentru materialele utilizate în cupla piston-cămașă, cuprinsă între $7{,}5 \cdot 10^{-5} - 1{,}3 \cdot 10^{-7}$, ceea ce reprezintă — practic — posibilitatea de uzare a unei particule din suprafața de contact, sau numărul de solicitări după care se desprinde o particulă din suprafața de lucru a garniturii.

În mod concret, admițînd pentru uzura radială h valoarea maximă de 2 mm, durabilitatea unui piston de pompă duplex de 8 in cu garnituri amovibile la presiunea maximă de 155 bar, rezultă a fi situată între 280 — 470 ore de funcționare, cu condiția respectării condițiilor de geometrie, rugozitate (respectiv aria de contact reală) și duritate, prescrise în documentații și menționate mai sus cu ajutorul relațiilor (6) sau (7).

De menționat, că pentru nerespectarea condiției de duritate a materialului garniturii față de cea prescrisă, viteza de uzare este influențată de patratul raportului durităților, după relația :

$$V_{u_2} = \left(\frac{HB_1}{HB_2}\right)^2 V_{u_1} \qquad (9)$$

în care :

$$HB_2 > HB_1$$

Atît pentru culpa piston-cămașă, cît și pentru cea dintre garniturile presetupei — tijă piston sînt valabile și considerațiile formale ale legilor uzării prin abraziune provocată de prezența particulelor dure între suprafețele de contact rezultate din fluidul de foraj sau din asperitățile mai dure ale uneia din suprafețele de contact.

Relația pentru determinarea intensității de uzare abrazivă are forma :

$$I_h = \frac{\operatorname{tg}\theta}{2(\nu+1)} \cdot \frac{p_m}{HB}, \qquad (10)$$

θ = unghiul la vîrf al asperității dure, aşchietoare ;
ν = constanta funcție de gradul de finisare ;

Rezultatele experimentale sînt confirmate pentru $\theta = 15°$ și $\nu = 2$.

Pentru particulele abrazive mari relația pentru determinarea vitezei de uzare are forma :

$$V_u = \frac{3K}{HB} \cdot N \cdot L_f \cdot \log\left(\frac{HB_a}{HB}\right) \qquad (11)$$

în care :

HB_a = duritatea medie a abraziunii particulei aşchietoare
HB = duritatea materialului de bază

Pentru particulele abrazive mici, viteza de uzare are forma :

$$V_u = K_L \cdot N \cdot L_f \cdot (V_a + b)d \qquad (12)$$

în care :

d = diametrul particulelor abrazive
V_a = viteza de alunecare de translație
K_L, b = constanta de uzură abrazivă și constanta materialului de bază ;

În ceea ce privește rezistența la uzare abrazivă a tijei pistonului sau cămășii din oțel, aceasta este dependentă de duritatea suprafeței respective. Gradul de aliere, felul durificării superficiale, calitatea suprafeței cu repercursiuni favorabile asupra rezistenței la uzare a piesei respective. Comparativ cu rezistența la uzare a oțelului recopt, oțelul călit revenit și durificat superficial, are rezistența la uzare rezultînd din relația :

$$R_u = R_{u0} + C_1(HB - HB_0) \qquad (13)$$

în care :

R_{u0} = rezistența la uzare a oțelului recopt ;
HB_0 = duritatea superficială a oțelului recopt ;
C_1 = coeficient al oțelului încercat.

Metoda de calcul, în cazul în care se admite o uzură foarte mică a suprafeței de contact, pleacă de la relația care permite stabilirea efortului unitar de forfecare din imediata vecinătate a suprafeței de contact, funcție de efortul unitar de curgere la forfecare, sub forma :

$$\tau_{max} = \gamma'_R \cdot \tau_c \qquad (14)$$

în care :

γ'_R este un coeficient fără dimensiuni numit coeficient de uzură.

Se poate compara valoarea raportului $\frac{\tau_{max}}{\tau_c}$ după o trecere cu aceea a raportului după mai multe treceri. Dacă se cunoaște valoarea lui γ_R pentru un anumit număr de treceri (spre exemplu 4.000), ceea ce înseamnă 1 oră în condițiile unei pompe duplex cu dublu efect, rezultă valoarea coeficientului de uzură pentru un anumit număr de treceri, n, după relația :

$$\tau'_R = \left(\frac{4000}{n}\right)^{1/9} \gamma_R \qquad (15)$$

Relația (15) rezultă din relația lui Palmgren :

$$N_1^3 D_1 = N_2^3 D_2 \qquad (16)$$

în care dacă se asimilează τ_{max} cu $\sqrt[9]{N}$ și duratele de funcționare D cu numărul de treceri se obține :

$$\tau_{max}^9 \cdot n = \tau_c^9 \cdot n_c \qquad (17)$$

Din relația (17), împreună cu (14) rezultă :

$$\tau_{max} = \left(\frac{4000}{n}\right)^{1/9} \cdot \gamma_R \cdot \tau_c \qquad (18)$$

Valorile experimentale pentru γ_R se plasează în intervalul 0,2—0,54, către limita inferioară în situația în care se observă tendința de transfer de material, ceea ce ne arată apariția uzurii abrazive.

Relația (18) o considerăm relația de bază în privința dimensionării durabilității cuplei piston-cămașă, sau presetupă-tijă, respectiv plunger-presetupă, cu condiția determinării efortului unitar maxim de forfecare τ_{max}.

Pentru cuplele cilindrice în mișcare relativă de translație, paralelă cu axul cilindrilor, relația de stabilire pentru τ_{max} este :

$$\tau_{max} = K_a \cdot p_{max} \cdot \left(\frac{1}{4} + \mu_{ak}\right)^{1/2} \qquad (19)$$

în care :

μ_{ak} = coeficientul de frecare de alunecare ;
K_a = coeficient de concentrarea tensiunilor datorită formei ascuțite a marginilor.

În cazul cuplelor studiate se poate pune problema de sarcină capabilă pentru fiecare din elementele cuplei conform relațiilor de mai jos :

$$N_1 = 6{,}848\,(K_1 + K_2) \cdot \left(\frac{L}{0{,}25 + \mu_{ak}^2}\right)^{11/9} \cdot \left(\frac{1}{\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}}\right)\left(\frac{\gamma_R \tau_{c_1}}{K}\right)^2 \left(\frac{1}{xyn_0}\right)^{2/9}$$

$$N_2 = 5{,}87 \cdot (K_1 + K_2) \cdot \left(\frac{1}{0{,}25 + \mu_{ak}^2}\right)\left(\frac{L}{\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2}}\right) \cdot \left(\frac{\gamma_R \cdot \tau_{c_2}}{K}\right)\left(\frac{1}{xyn_0}\right)^{2/9}$$

în care :

$$K_i = \frac{1 - u_i^2}{E_i^2} ;$$

X = timpul de lucru [ore/lună] ;
Y = durata [luni] ;
n_0 = numărul de treceri ;

Cu relația (18) se poate acum determina durata de funcționare, exprimată în numărul de cicluri n, cu condiția stabilirii exacte, pe cale experimentală, a coeficientului de muchie K_a, a cărui valoare eronată poate conduce la erori în determinarea durabilității cuplei.

În condițiile în care se impune o geometrie anumită pentru elementele cuplei, din motive constructive, se pune problema de sarcină capabilă din punct de vedere tribologic. Pentru elementele componente ale cuplei, sarcina capabilă se determină cu ajutorul celor două relații (20), în limita duratei de funcționare impuse și a numărului de cicluri stabilit, elementele componente fiind caracterizate prin valori concrete ale coeficientului Poisson și a modulului de elasticitate.

Din cele de mai sus, se remarcă faptul că fenomenele de uzare — frecare se caracterizează printr-o mare complexitate datorită multidimensiunii și interacțiunii în funcționare a tuturor factorilor externi (sarcină, viteză, fluid vehiculat etc.) și interni (materialul cuplelor de frecare cu structura și duritatea respectivă, rugozitatea, temperatura etc.).

Această situație, perfect obiectivă, care se accentuează de la cercetarea de laborator, pe modele, la situația din exploatare, explică într-o oarecare măsură dificultățile calculului la uzură.

Relațiile analitice prezentate mai sus introduc anumiți coeficienți de uzare care trebuie determinați experimental, dar care nu pot cuprinde interacțiunea tuturor parametrilor.

Deoarece evoluția fenomenului frecare-uzare s-a dovedit a fi statistică, aleatoare, propunem în cele ce urmează o metodologie de calcul statistic al uzării, care vine cu avantaje referitoare la faptul că pornește de la situația reală, reflectată prin datele experimentale care țin seama de interacțiunea tuturor factorilor, se bazează pe un număr redus de determinări și indică ponderea de influență a factorilor considerați.

Spre exemplu, în cazul cuplei de frecare piston-cilindru se urmărește obținerea a două ecuații de regresie — pentru ambele elemente ale cuplei — a vitezei de uzură de tipul :

$$V_{u_{p,c}} = A_0 + A_1 HB_p + A_2 HB_c + A_3 V_m \tag{21}$$

în care :

$V_{u_{p,c}}$ — vitezele de uzură ale pistonului și a cămășii ;

HB_p — duritatea garniturii pistonului ;

HB_c — duritatea cămășii ;

V_m — viteza relativă medie a pistonului.

În această relație HB_p, HB_c și V_m sînt cunoscute ca date ale problemei, iar V_{up} și V_{uc} rezultă prin măsurare, pentru un număr mic de cazuri. Astfel dacă se admit cîte două valori ale celor trei parametri, se pot determina cei 4 coeficienți ai ecuației de regresie pentru viteza de uzură a pistonului. Aplicînd metoda celor mai mici patrate se obține sistemul de ecuații normale :

(22)

$$nA_0 = A_1 \Sigma HB_{pi} + A_2 \Sigma HB_{ci} + A_3 \Sigma V_{mi} = \Sigma V_u$$

$$A_0 \Sigma HB_{pi} + A_1 \Sigma HB_{pi}^2 + A_2 \Sigma HB_{pi} HB_{ci} + A_3 \Sigma HB_{pi} V_{mi} = \Sigma HB_{pi} V_u$$

$$A_0 \Sigma HB_{ci} + A_1 \Sigma HB_{pi} \cdot HB_{ci} + A_2 \Sigma HB_{ci}^2 + A_3 \Sigma HB_{ci} V_{mi} = \Sigma HB_{ci} V_u$$

$$A_0 \Sigma V_{mi} + A_1 \Sigma HB_{pi} V_{mi} + A_2 \Sigma HB_{ci} V_{mi} + A_3 \Sigma V_{mi}^2 = \Sigma V_{mi} V_u$$

Aplicînd metoda simplex acestui sistem de patru ecuații normale, se pot determina coeficienții A_0, A_1, A_2 și A_3 și deci stabili — univoc — ecuația de regresie pentru viteza de uzură a pistonului. În același mod se poate stabili și ecuația de regresie pentru viteza de uzură a cămășii.

Pentru calculul durabilității cuplei de frecare, vom admite grosimea materialului pierdut prin uzură astfel :

$$h_M = h_p + h_c \tag{23}$$

Dacă considerăm de exemplu combinația de valori din exmplul anterior HB_{p1}, HB_{c1}, V_{m1} pentru care s-a făcut determinarea de viteze de uzură a pistonului și a cămășii, vom nota coeficientul de viteză astfel :

$$K_v = \frac{V_{1p}}{V_{1c}} \tag{24}$$

Din ultimile două relații rezultă :

$$h_p = \frac{K_v}{1 + K_v} h_M \text{ și } h_c = \frac{1}{1 + K_v} h_M \tag{25}$$

Durabilitatea pistonului, respectiv a cămășii va fi :

$$D_{p,c} = \frac{G_{p,c}}{V_{u_{p,c}}} \quad \text{[ore]} \tag{26}$$

în care :

$G_p = 7{,}85\, \pi D l_p \dfrac{K_v}{1 + K_v} h_M$;

$G_c = 7{,}85\, \pi D l_c \dfrac{1}{1 + K_v} h_M$;

$l_{p,c}$ — lățimile benzilor de uzură a pistonului, respectiv a cămășii.

Deşi ecuaţiile de calcul al vitezei de uzură ale elementelor cuplei piston — cămaşă sînt afectate de erori statistice, avantajele metodei sînt evidente dacă ţinem seama de volumul de informaţii ce rezultă, raportat la volumul de informaţii experimentale.

Un aspect deosebit de important care este relevat de calculul statistic este cel care se referă la stabilirea ordinii de influenţă a factorilor uzurii, precum şi determinarea unor relaţii de calcul al intensităţii sau vitezei de uzare, sau al altor mărimi cu caracter statistic ce intervin în procesul de frecare-uzare.

Răspunsul la aceste probleme îl dau calculul coeficienţilor statistici care sînt: coeficienţii normaţi, coeficienţii corelaţiei multiple, coeficienţii de corelaţie parţială şi coeficienţii de determinaţie.

Relaţiile de bază sînt cele stabilite mai sus pentru o viteză de uzură a pistonului şi a cămăşii.

Coeficienţii normaţi, notaţi pentru piston ncβ_i şi cu β_i' pentru cămaşă, se determină prin multiplicarea coeficientului A din ecuaţia de regresie pentru viteza de uzură, cu raportul dintre abaterea medie patratică a variabilei independente respective şi abaterea medie patratică a variabilei dependente, astfel:

$$\beta_1 = A_1 \cdot \frac{\sigma^2 HB_p}{\sigma^2 V_u}$$

$$\beta^2 = A_2 \cdot \frac{\sigma^2 HB_c}{\sigma^2 V_u} \qquad (27)$$

$$\beta_3 = A_3 \cdot \frac{\sigma^2 V_m}{\sigma^2 V_u}$$

În acelaşi mod se stabilesc coeficienţii normaţi β_i pentru cămaşă.

Aceste valori permit o primă apreciere a ordinii parametrilor consideraţi:

— atunci cînd unul din parametrii variază cu o abatere medie patratică a lui, viteza de uzare variază cu β abateri medii patratice ale sale;

— din experimentările făcute pînă în prezent cu cuple similare, rezultă că efectul cel mai important asupra vitezei de uzare a pistonului îl are HB_c, urmat de HB_p şi V_m. Ordinea se respectă şi în cazul cămăşii cu alte valori de influenţă;

— coeficienţii corelaţiei multiple depind de raportul dintre dispersia valorilor determinate pe baza ecuaţiei de regresie multiplă şi dispersia valorilor V_u determinate experimental. În cazul în care linia de regresie s-ar suprapune peste curba valorilor experimentale, valoarea coeficientului de corelaţie multiplă ar fi 1.

Pentru calculul coeficientului regresiei multiple se utilizează relaţia:

$$R_{p,c} = \sqrt{1 - \left(\frac{V_u - \bar{V}_u}{V_u - \bar{V}_u'}\right)^2} \qquad (28)$$

în care:

V_u = valorile experimentale;

$\bar{V}_u$ = valori calculate cu ecuaţiile analitice prezentate la începutul studiului;

$\bar{V}_u$ = media valorilor calculate.

Valorile acceptate pentru aceşti coeficienţi sînt mai mari de 0,99 şi cît mai aproape de 1.

Deoarece coeficienţii corelaţiei multiple nu sînt în toate cazurile reprezentativi s-a trecut la calculul coeficienţilor de corelaţie parţială.

Pentru aceasta se scrie ecuaţia de regresie cu cîte două variabile, respectiv:

$$V_{up,c} = A_0 + A_1 HB_p + A_2 HB_c$$
$$V_{up,v} = A_0 + A_1 HB_p + A_3 V_m \qquad (29)$$
$$V_{uc,v} = A_0 + A_2 HB_c + A_3 V_m$$

şi relaţia dispersiei pentru trei variabile:

$$\sigma^2 V_u \cdot (HB_p \cdot HB_c \cdot V_m) = \qquad (30)$$
$$= \frac{\Sigma V_u^2 - A_0 \Sigma V_u - A_1 \Sigma V_u \cdot HB_p -}{n} \cdot$$
$$\cdot \frac{- A_2 \Sigma V_u \cdot HB_c - A_3 \Sigma V_u \cdot V_m}{n}$$

Scriind relaţia (30) numai pentru două variabile va rezulta

$$\sigma^2 V_{up}(HB_p, HB_c); \quad \sigma V_{up}(HB_p, V_m);$$
$$\sigma^2 V_{up}(HB_c, V_m)$$

şi se poate scrie relaţia coeficientului de corelaţie parţială pentru piston:

$$r V_u(V_m) = \qquad (31)$$
$$= \sqrt{\frac{\sigma^2 V_u(HB_p, HB_c - \sigma^2 V_u(HB_p, HB_c, V_m)}{\sigma^2 V_u(HB_p, HB_c)}}$$

relativ la parametrul V_u. Coeficientul de corelaţie parţială poate fi scris pentru toţi parametrii.

Valorile coeficienţilor regresie parţială, cu cît sînt mai apropiate de 1, arată influenţa foarte mare a acestor parmetrii asupra vitezei de uzură.

Coeficienţii de determinaţie multiplă şi parţială au drept scop descompunerea dispersiilor valorilor vitezei de uzare V_u pe seama dispersiilor valorilor parametrilor consideraţi.

Ecuațiile de regresie ale vitezei de uzare reprezintă hiperplanul P cu trei dimensiuni; poziția unor astfel de plane este stabilită de coeficienții A_i și de termenul liber, coeficienți care au fost determinați prin metoda celor mai mici patrate, astfel încît patratul distanței medii dintre punctele experimentale V_u și planele P să fie minim.

Pentru o analiză completă se impune obținerea tuturor coeficienților statistici prezentați în prezentul studiu. Numai astfel putem lua în considerare și alți parametri în cazul cînd coeficienții de corelație parțială sînt departe de 1, precum și asupra cărora din parametrii considerați trebuie să acționăm pentru a avea cele mai eficace rezultate asupra uzării elementelor cuplei, ca viteză și durabilitate.

Trebuie arătat că prezenta metodologie de calcul rămîne de verificat și, eventual, de completat în viitor, și cu alți parametri (cum este de exemplu rugozitatea), care nu schimbă principiul de calcul prezentat, ci îl completează cu coeficienții adecvați, deoarece volumul mic de experimentări efectuate pînă în prezent pentru evidențierea aspectelor statistice din tribologia cuplelor de interes pentru pompele de foraj nu este suficient decît pentru aprecieri calitative.

Importanța acestei metodologii de calcul este legată în mod egal de fiabilitatea pompelor de foraj și de consumul de metal determinat de uzarea rapidă și prematură a pieselor de schimb din pompele de foraj.

CZ : 662.24.665.5

Aparatură pentru măsurat lucrul mecanic al cablurilor

Ing. N. **TĂNASE**, ing. M. **SAMOILĂ** — I.C.S.I.T.U.P.M. Ploiești
Ing. V. **CRISTEA** — I.C.P.T.G. Cîmpina

Ideea măsurării automate a lucrului mecanic efectuat de cablurile de foraj a izvorît din necesitatea utilizării mai raționale a acestor materiale, al căror consum anual se ridică la sume de ordinul a cîtorva zeci de milioane de lei, ceea ce reprezintă un procent important din cuatumul cheltuielilor de foraj.

Rezistența materialelor și tehnica securității cer ca, periodic, poziția cablurilor pe ansamblul sistemului de manevră să fie schimbată, pentru a se realiza dezideratul de uniformizare a zonelor de uzură maximă, evitîndu-se astfel pericolul de accident prin rupere. Pe de altă parte, considerentele economice pretind ca aceste cabluri să fie utilizate cît mai aproape de limita superioară de serviciu.

Prin urmare, mutarea și schimbarea cablurilor este o operațiune critică, în sensul că, dacă e timpurie, devine costisitoare, iar dacă e tîrzie, contravine regulilor de tehnica securității.

Considerentele de mai sus au determinat căutarea unor indici de uzură, în baza cărora să se facă mutările și schimbările de cablu.

Instrucțiuni mai vechi indicau norme de consum a cablurilor după Kgf/metru forat sau kgf/instalație bună.

Reexaminarea normelor de consum a scos la iveală lipsa de temei științific a acestor reguli de apreciere a serviciului și a stabilit că cel mai real indiciu de uzură este lucrul mecanic efectuat de cabluri.

În cazul de față, lucrul mecanic se definește matematic ca produsul dintre tensiunea care întinde cablul sub efectul sarcinii agățate în cîrligul macaralei și deplasarea cablului.

La instalațiile de foraj, cablul se găsește întins pe un sistem de plane, la care partea fixă este construită din capătul mort al cablului, geamblac și troliu, iar partea mobilă din macara (fig. 1).

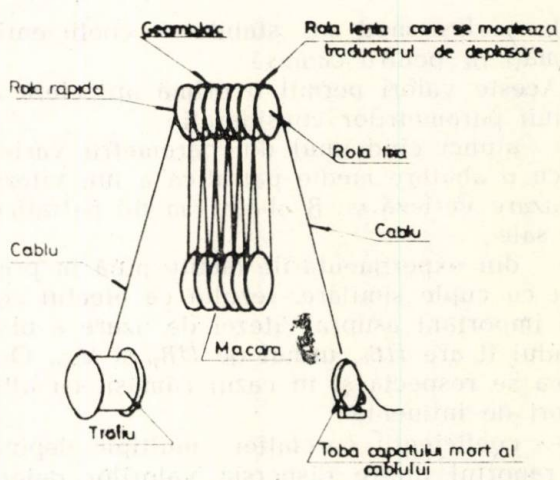


Fig. 1 Sistemul de manevră al instalației de foraj.

Consecințele acestui aranjament al cablului sînt următoarele:

— sarcina care întinde cablul este aceeași pe toată lungimea lui;

Principalele formule de calcul pentru lucrul mecanic efectuat de cablul instalației de foraj

Tabelul 1

Autorul	Relațiile de calcul pentru determinarea lucrului mecanic efectuat de cablurile pentru macara utilizate la forajul sondelor	Notații
1	2	3
R. I. Sișcenko	Pentru efectuarea tuturor operațiilor de introducere și extragere a garniturii de prăjini de foraj $A_t^m = \left[q \Sigma L^2 + 2\left(2P \frac{Q}{2}\right) \Sigma L \right] 10^{-6}$	A — lucrul mecanic efectuat de un cablu pentru macara la extragerea garniturii de prăjini de foraj, tf km. Q — greutatea unui pas de prăjini, kgf. q — greutatea unui metru liniar de prăjini de foraj inclusiv greutatea mufelor, kgf/m L — lungimea garniturii de prăjini de foraj, m P — greutatea cîrligului, macaralei și elevatorului, kgf
N. S. Pîrvulescu	Pentru efectuarea operațiilor de introducere și extragere a garniturii de prăjini de foraj (l = 5500 m) $Tm = L[(L + l)q_1 + 4G_1 + 2G]10^{-6}$	L — adîncimea sondei, Km I — lungimea unui pas, Km q_1 — greutatea aparentă a unității de lungime a prăjinii, inclusiv mufa, tf/km G_1 — greutatea părții mobile a sistemului de ridicare geamblac macara, (cîrlig, macara și cablu) tf. G_0 — greutatea aparentă a prăjinilor grele, mai puțin greutatea aparentă a prăjinilor de foraj cu aceeiași lungime, tf.
G. N. Protosov	Pentru extragerea și introducerea garniturii de prăjini de foraj $A = \left[\frac{q}{2} \Sigma L^2 + \left(2P + \frac{Q}{2}\right) \Sigma L \right]^{10^{-6}}$	q — greutatea pe metru liniar a prăjinilor de foraj kgf/m L — adîncimea sondei, m P — greutatea unui pas de prăjini de foraj, kgf Q — greutatea unui pas de prăjini de foraj, kgf
M. Leca	Pentru extragerea și introducerea garniturii de prăjini de foraj $Tm = P \cdot L\,[(L + l) + 4ML + 2DL]10^{-6}$	L — adîncimea de la care se manevrează garnitura de foraj, m P — greutatea aparentă a prăjinilor de foraj, kgf/m M — greutatea macaralei, kgf l — lungimea unui pas de prăjini de foraj, m. D — greutatea suplimentară datorită prăjinilor grele de foraj și sapei, ținînd seama de factorul de plutire a moterialului tubular în noroiul de foraj
M. A. Bukstein	Pentru extragerea și introducerea garniturii de prăjini de foraj $A = 2[0{,}5q \Sigma L^2 + (2Qsp + 0{,}5Q \Sigma L]10^{-6}$	q — greutatea unui metru liniar de prăjini de foraj ținînd seama de greutatea mufelor și a îngroșărilor respective kgf/m. L — lungimea garniturii de foraj, m Q — greutatea unui pas de prăjini de foraj, kgf. Q — greutatea cîrligului și macaralei, kgf
I. Costin și E. Mircea	Pentru extragerea și introducerea garniturii de prăjini de foraj $Am = P \cdot L(L + l) + 4L(M + 0{,}5M_1]10^{-6}$	P^1 — greutatea prăjinilor de foraj scufundate în noroi calculată după relația: $p' = p\left(L - \frac{\gamma}{\gamma^\circ}\right)$, Kgf P — greutatea în aer a prăjinilor de foraj, kgf/m l — lungimea unui pas de prăjini, m M — greutatea părții mobile a sistemului de ridicare geamblac. M_1 — diferența dintre greutatea aparentă a prăjinilor grele de foraj și aceeași greutate aparentă a unei lungimi echivalente de prăjini de foraj, care se calculează cu relația $d' = d\left(1 - \frac{\gamma n}{\gamma_0 p}\right)$, Kgf/m în care d^1 — greutatea aparentă a prăjinilor grele de foraj kg/m ce s-a calculat cu relația: d — greutatea unitară a prăjinilor grele de foraj, kg/m. n — greutatea specifică a noroiului kg/dm³

Tabelul 1 (continuare)

1	2	3
I. Hirsch și V. Cristea	Pentru extragerea și introducerea garniturii de prăjini de foraj $\mathcal{L}m = (qL(L + l) + 4GmL]10^{-6}$	L — lungimea garniturii de foraj, m l — lungimea unui pas, m q — greutatea unitară a prăjinilor de foraj, kgf/m G_m — greutatea părții mobile a sistemului de ridicare geamblac macara, kgf.
R. H. Gumerov	Pentru extragerea și introducerea garniturii de prăjini de foraj $At = nl(m + 3)\,[ql(n + l) + 4T]10^{-6}$	n — numărul mediu de marsuri complete (o extragere și o introducere l — lungimea unui pas (înălțimea de ridicare), m q — greutatea pe metru al prăjinilor de foraj, Kgf/m T — greutatea părții mobile a sistemului de ridicare geamblac macara Kgf.
M.I.P.G. — I.C.F.E. CÎMPINA	Pentru introducerea și extragerea garniturii de prăjini de foraj $At = Ae + Ai = [qL^2 + (4P + Qp)\,L]10^{-6}$ sau sub forma generală $At = [q\Sigma L^2 + (4P + Qp)\,\Sigma L]10^{-6}$	q — greutatea unui metru de prăjină, inclusiv mufa și îngroșările repective, Kgf/m. L — adîncimea sondei (lungimea garniturii prăjinilor de foraj) m P — greutatea părți mobile a sistemului de ridicare geamblac-macara, Kgf. Q_p — greutatea unui pas de prăjină de foraj, Kgf/m
A.P.I.—R.P. —98	Pentru efectuarea unui marș complet cu garnitura de prăjini de foraj $Tr = \frac{D(Ls + D)Wm}{10560000} + \frac{D\,(M + 0{,}5\,C)}{2640000}$	Tr — lucrul mecanic efectuat de cablu pentru macara în timpul operațiilor de introducerea și extragerea garniturii prăjinilor de foraj, tone-— mile. D — adîncimea sondei, tf Ls — lungimea unui pas, de prăjini de foraj, ft. M — greutatea macaralei, cîrligului și elevatorului, Lb Wm — greutatea aparentă a prăjinilor de foraj, Lb C — greutatea suplimentară a prăjinilor grele față de prăjinile de foraj, Lb
A. W. Mc Cray F. W. Cale	Pentru determinarea lucrului mecanic total efectuat de cablul pentru macara $Tr = \frac{D(Ls + D)Wm}{10560000} + \frac{D\,(M - 0{,}5\,C)}{2640000}$	Tr — lucrul mecanic total efectuat de cablu pentru macara în timpul unui marș complet (introducere și extragere, al garniturii de foraj, tone-mile.
Mareș I. Mihai	Pentru efectuarea unui marș complet și garnitura de prăjini de foraj $\mathcal{L}m = \left[(L + l)p'L + \frac{Qd + Q'd}{2} + \frac{Qir - Q'ir}{2} + 4L(Qpm + 0{,}5M)\right]10^{-6}$ $\mathcal{L}_m^t = \Sigma\mathcal{L}$	$\mathcal{L}m$ — lucru mecanic efectuat de cablu pentru macara în timpul operațiilor de introducere — extragere a garniturii de prăjină de foraj tf/Km p = greutatea statică a prăjinilor de foraj introduse în noroiul de foraj, Kgf/m. Qd = forța dinamică, Kgf Qir = sarcina suplimentară provocată de frecările din gura sondei Kgf. L = lungimea garniturii de prăjini de foraj, m. Qpm = greutatea părții mobile a sistemului de ridicare geamblac — macara, Kgf. l = lungimea unui pas de prăjini de foraj, m.

— deplasarea cablului se face diferit, viteza scăzînd progresiv de la troliu spre ultima rolă a geamblacului, motiv pentru care și lucrul mecanic este diferit, o urmărire a acestuia la ramura activă fiind cea mai firească.

Teoretic, forța s-ar putea măsura în orice punct al cablului, dar mai ușor este de măsurat la capătul mort, unde se face și ancorarea acestuia.

Deplasarea se poate măsura fie direct pe ramura activă, fie în alte puncte mai puțin mobile ale cablului, ținînd cont de raporturile de demultiplicare a mișcării.

Metodele cele mai curente folosite pînă în prezent pentru calculul lucrului mecanic (tone forță × km) efectuat de cablurile de foraj, se bazează pe formulele empirice stabilite de diverși autori.

În tabelul 1 se dau principalele formule de calcul ale produsului (tone forță × km).

Relaţiile prezentate, neluînd în seamă decît activitatea normală a cablurilor şi nu pe cea incidentală, pot afecta serios rezultatul final al evaluării lucrului mecanic pe o perioadă mai mare de timp.

După unele din aceste relaţii s-au realizat nomograme care simplifică procesul de calcul. Astfel, în figura 2 se arată o nomo-

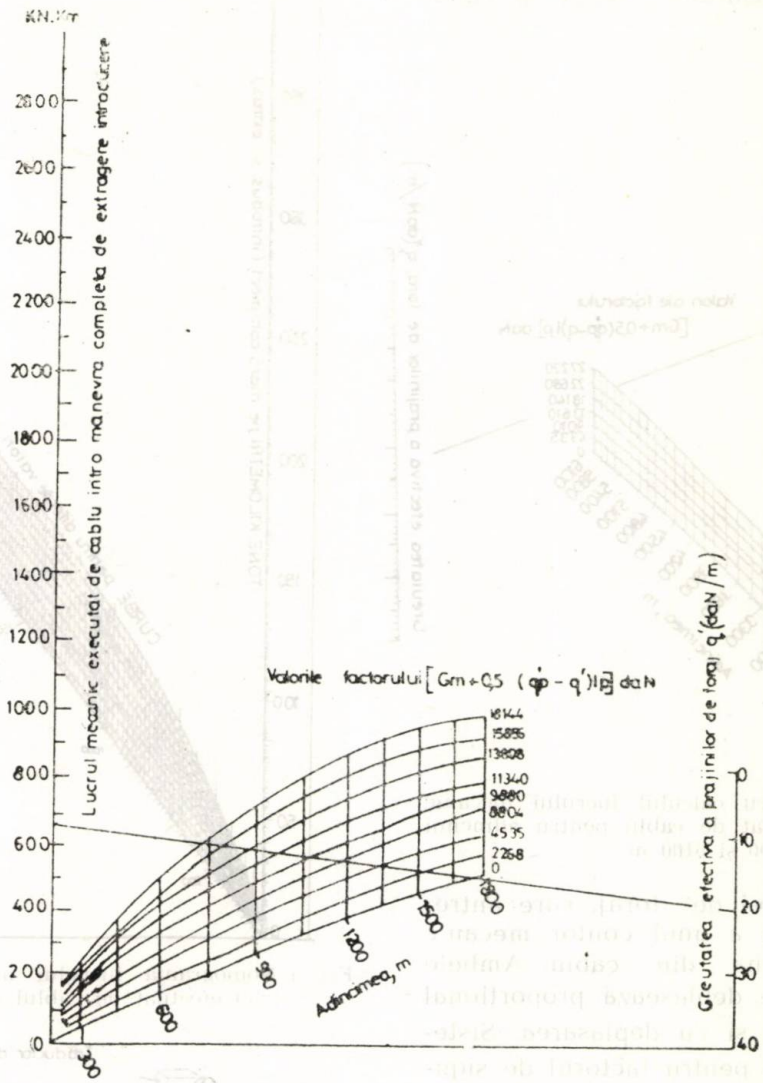


Fig. 2 Nomograma pentru calculul lucrului mecanic [KN·Km], efectuat de cablu pînă la adîncimi de 1800 m.

gramă valabilă pentru calculul lucrului mecanic pînă la adîncimea de 1800 m, în figura 3 o nomogramă pentru adîncimi 1800—6100 m, iar în figura 4, o nomogramă valabilă pentru 0—600 m.

Pe plan mondial, realizările actuale ale unor firme specializate în domeniul aparaturilor de măsură destinate forajului, se referă şi la aparate automate pentru măsurarea lucrului mecanic al cablului.

Astfel, firma Martin Decker Co (S.U.A.), prezintă un aparat automat comercial pentru măsurarea produsului tone forţă × kilometri la cablurile de foraj, denumit „TONE-MILE INTEGRATOR".

Aparatura prezentată în figurile 5 şi 6 este formată dintr-un traductor de deplasare montat la geamblac, o transmisie cu selsine la distanţă a deplasării, un traductor de forţă, un codificator-integrator şi un sistem numeric de afişare a rezultatelor.

Metoda de măsurare aplicată este electromecanică, deplasarea cablului, prin intermediul selsinelor, se transmite la un tambur codificator — înregistrator de semnale prevăzut cu 20 perii de contact de lungimi diferite, care reprezintă 20 degete în contact electronic permanent cu convertorul analogic de sarcină — semnal electric. Impulsurile

electrice captate de periile tamburului sînt afișate pe un contor numeric, ele reprezentînd produsul tone-mile.

Detaliile constructive ale traductorului de forță și ale codificatorului, sînt prezentate în figurile 7 și 8.

Un alt aparat realizat și folosit de firma DELTA DRILLING (S.U.A.) este constituit dintr-un cablu autoînfășurabil legat la capul

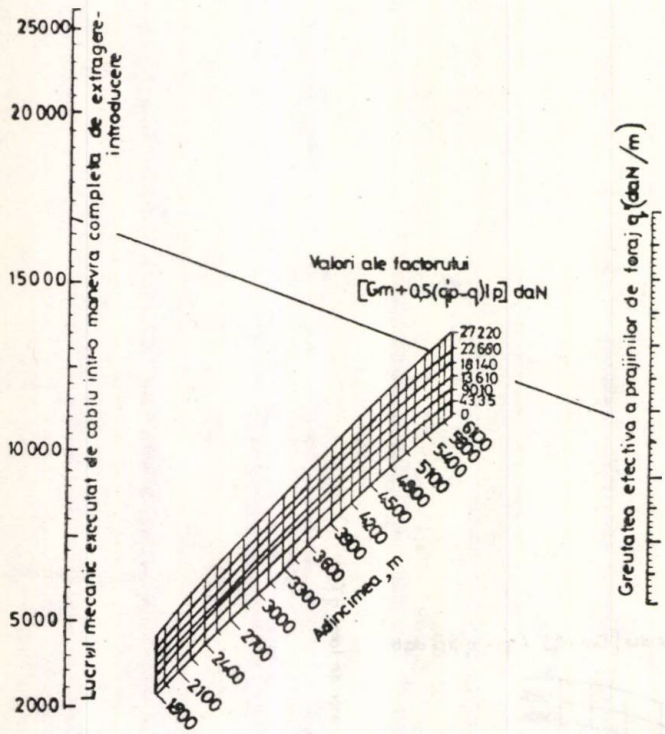


Fig. 3 Nomograma pentru calculul lucrului mecanic [KN. Km] Efectuat de cablu pentru adîncimi cuprinse între 1800 și 6100 m.

hidraulic al instalației de foraj, care antrenează partea mobilă a unui contor mecanic în legătură cu sarcina din cablu. Ambele părți constituente se deplasează proporțional cu valoarea sarcinii și cu deplasarea. Sistemul se compenseàză pentru factorul de siguranță și are poziție de lucru pentru 8, 10 și 12 fire la macara.

Preocupări pentru realizarea de aparatură automată pentru înregistrarea lucrului mecanic al cablurilor există și în U.R.S.S., unde se utilizează un dispozitiv automat (fig. 9) compus din :

— traductor inductiv de deplasare, care, pentru o anumită deplasare a cablului, generează un impuls electric ;

— releu de tip tiratron RT, cu constantă de timp bine determinată ;

— traductor inductiv al sarcinii ;

— contor electric pentru afișare.

Avînd în vedere importanța problemei cablurilor în industria de foraj, precum și complexitatea și stadiul tehnic actual, autorii și-au propus să realizeze o aparatură competitivă, aplicînd o soluție originală, care să rezolve problema acestei măsurări.

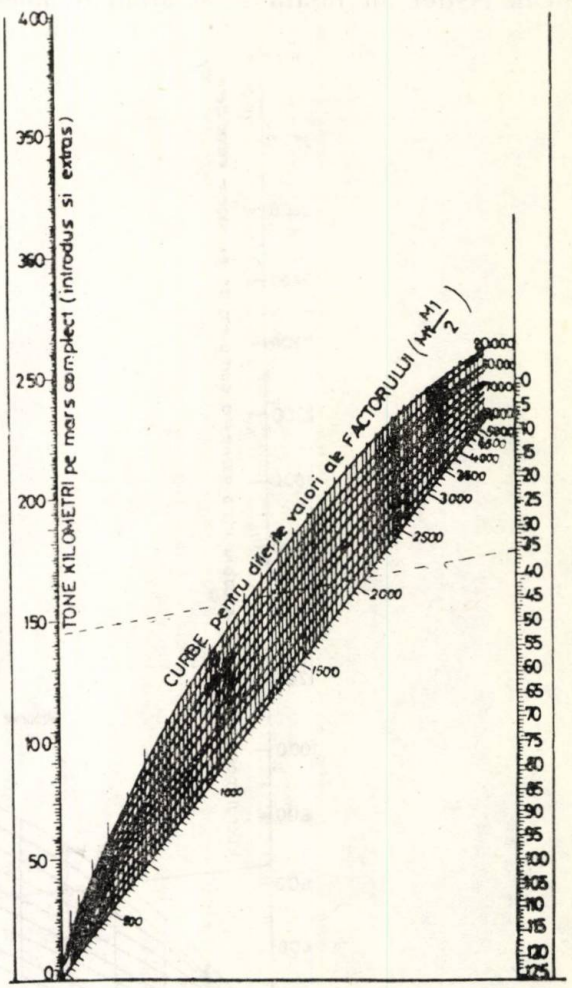


Fig. 4 Nomograma lucrului mecanic (Tone kilometric) efectuat de cablul de foraj.

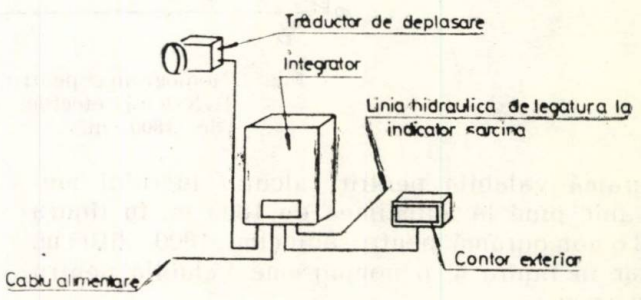


Fig. 5 Componenta aparatului pentru măsurat lucrul mecanic Martin Decker Co., S.U.A.

Pentru început s-au luat în considerație condițiile tehnice care se impun aparaturii de măsură a lucrului mecanic efectuat de

cablu, condiţii cuprinse în tabelul 2 şi situaţiile de preluare a parametrilor primari: forţă, distanţă.

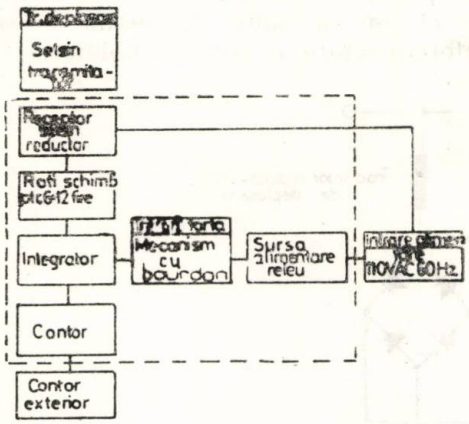


Fig. 6. Schema bloc a aparatului tone mile Integrator S.U.A., Martin Decker, S.U.A.

Referitor la soluţiile de preluare a deplasării cablului, în figura 10 se indică punctele posibile de măsurare a deplasării cablului, iar în tabelul 3 se face o analiză comparativă a punctelor de măsurare.

Problema preluării semnalului primar de sarcină se simplifică, datorită faptului că orice sondă de foraj este prevăzută cu o aparatură pentru măsurarea sarcinii din cablu, de la al cărei circuit hidraulic, se poate lua corespondentul în presiune, al forţei care întinde cablul.

Pentru preluarea deplasării, s-a ales o transmisie cu selsine la distanţe, cu punct de montare la geamblac, poziţie considerată ca fiind cea mai sigură în exploatare.

În vederea rezolvării problemei integratorului, s-au luat în discuţie mai multe alternative printre care:

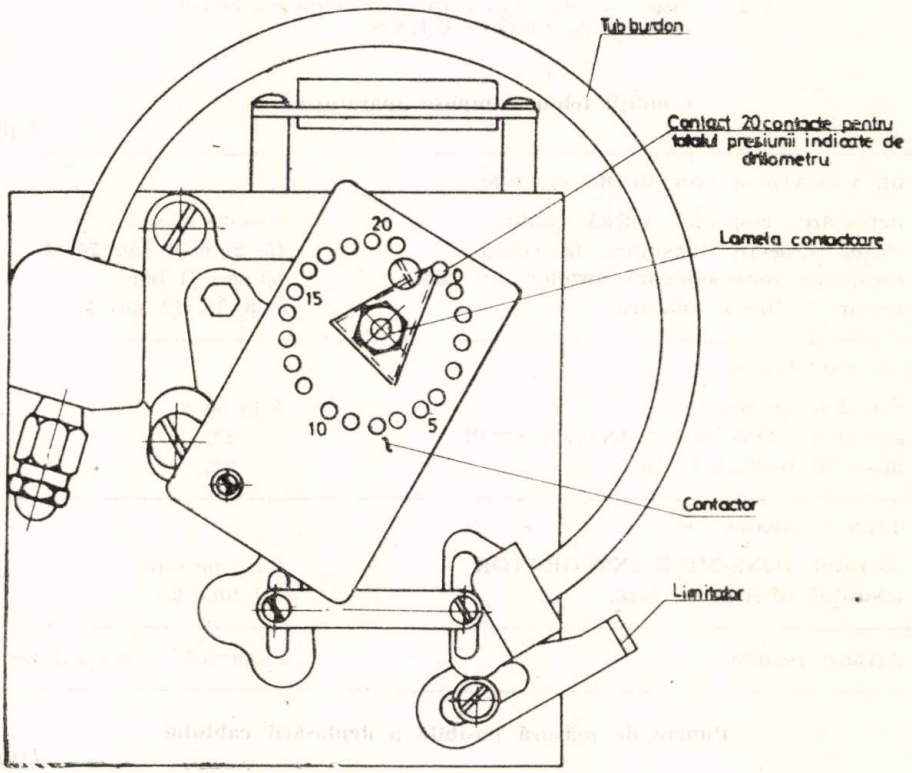


Fig. 7 Ansamblul traductorului de forţă al aparatului Martin Decker, S.U.A.

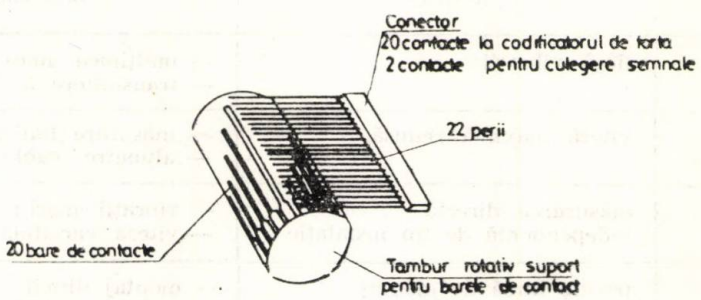


Fig. 8 Aparat Martin Decker — tamburul integrator.

— integrator mecanic cu bilă și disc ;
— integrator digital sau mecano-electric.

Cercetarea efectuată de autori cu ajutorul modelelor experimentale ale diferitelor părți din aparat, atît în laborator cît și la sondă, a condus la definitivarea și realizarea unei aparaturi automate pentru măsurarea lucrului mecanic al cablurilor de foraj.

Componența aparaturii este prezentată în figura 11, iar în figura 12 se dă o schemă de interconectare a subansamblelor.

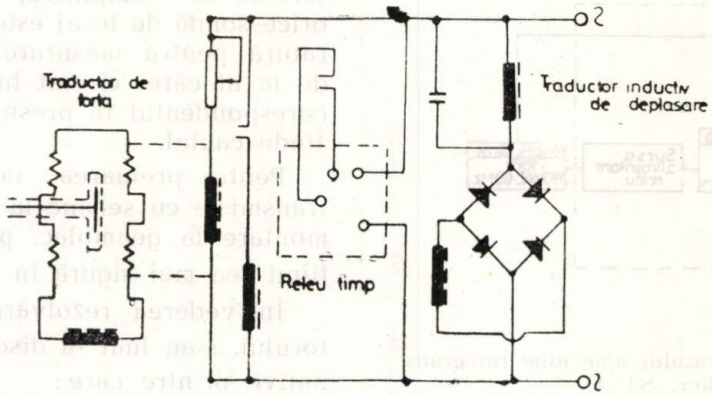


Fig. 9 Dispozitiv automat pentru evidențierea lucrului cablului de foraj — U.R.S.S.

Condiții tehnice impuse aparaturii

Tabelul 2

GAMA DE VARIAȚIE A PARAMETRILOR PRIMARI	
1. — deplasare, respectiv viteză cablu	0 — 25 m/sec.
— forțe, respectiv tensiunea în cablu	15, 27,40,50 sau 70 tf.
— presiunea corespondentă forțelor din cablu.	63 sau 71 bar
— număr de fire la macara	6, 8, 10, 12 sau 14
PRECIZIA APARATULUI.	
2. — metodele analitice	5 la 50 %
— aparatul TONE-MILE INTEGRATOR	2%.
— aparatul realizat în țară.	2%.
SENSIBILITATEA APARATURII	
3. — aparatul TONE-MILE INTEGRATOR	0,1 tone-mile
— aparatul realizat în țară.	0,1 tone-km.
4. — Afișare rezultate	numerică — control zecimal.

Puncte de măsură posibile a deplasării cablului.

Tabelul 3

Poziția punctului de măsură	Avantaje	Dezavantaje
la gemblac	lipsă vibrații	— înălțimea mare de montaj. — transmitere la distanță.
la macara	viteză maximă redusă.	— măsurare indicată — alungire cablu.
la cablu	măsurarea directă independentă de tip instalație	— vibrații mari ; — viteză variabilă
la toba troliului	poziție bună de montaj	— montaj dificil. — gamă mare de viteze

Măsurarea deplasării de translație a cablului de foraj se realizează cu un traductor specific de deplasare (fig. 13), prevăzut cu rolă de contact pe cablu, cu amplificator de turație și cu o transmisie cu selsine electri-

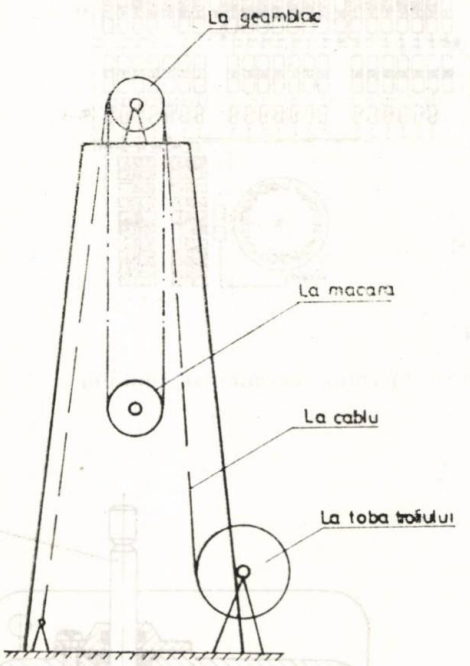


Fig. 10 Puncte posibile de măsură a deplasării cablului

ce. Rola de contact este prevăzută la exterior cu un bandaj din cauciuc, masă plastică, sau alte materiale similare.

Pentru asigurarea unui contact permanent rolă-cablu, ansamblul traductor de deplasare culisează într-un dispozitiv prevăzut cu role, împingerea spre cablu a rolei asigurîndu-se printr-un sistem de arcuri.

Sistemul transmițător montat în traductorul de deplasare este în legătură la distanță, cu un selsin receptor cuplat la axul de intrare al unui reductor inversor de sens (fig. 14).

Axul de ieșire al reductorului inversor este cuplat la dispozitivul de codificare a deplasării, dispozitiv prevăzut cu o perie centrală de contactare, care se rotește într-un singur sens datorită reductorului inversor. Peria parcurge pentru fiecare unitate de lungime transmisă de traductorul de deplasare, o tură completă conectînd pe rînd ploturile dispozitivului de codificare, ploturi legate electric la codificatorul de forțe și în corespondență de număr cu intervalele codificate.

Codificatorul de forță are în componența sa un disc zimțat de o formă specială, montat pe axul central al traductorului de forță, format dintr-un tub bourdon receptor, un suport și un mecanism cu angrenaje.

De o parte și alta a discului se plasează, la distanțe bine determinate, niște fotodiode și niște surse pereche de lumină, numărul fotodiodelor fiind în număr egal cu al ploturilor dispozitivului de codificare.

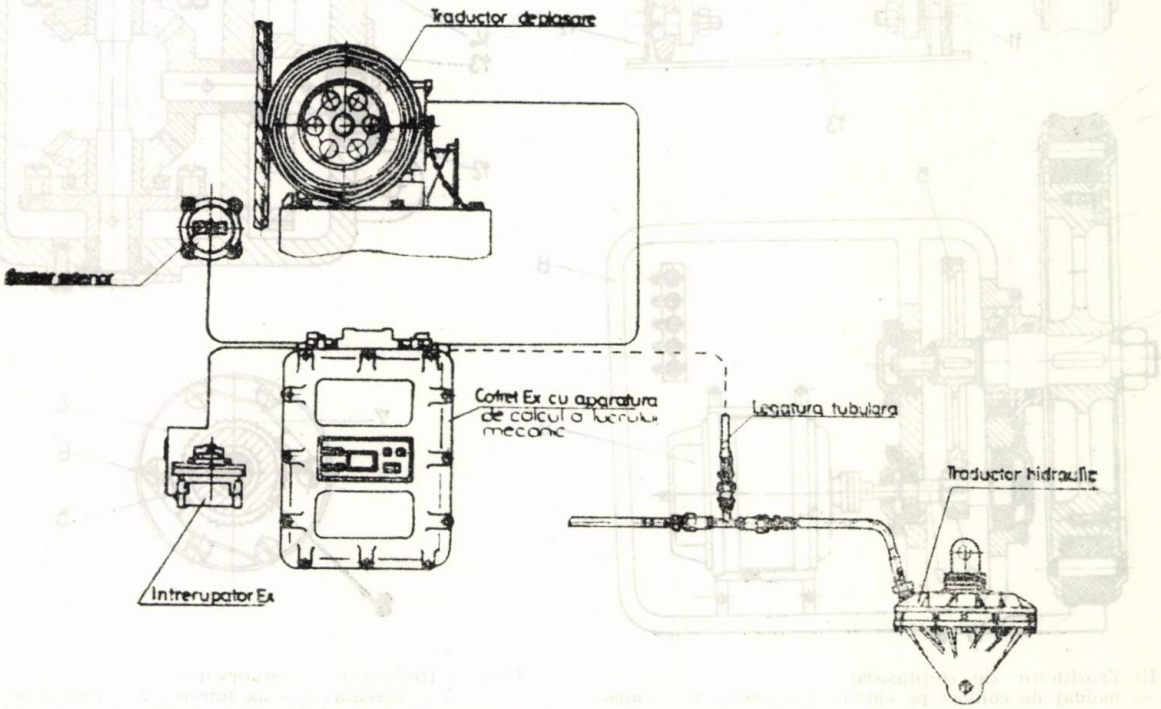


Fig. 11 Aparat pentru măsurarea lucrului mecanic al cablului.

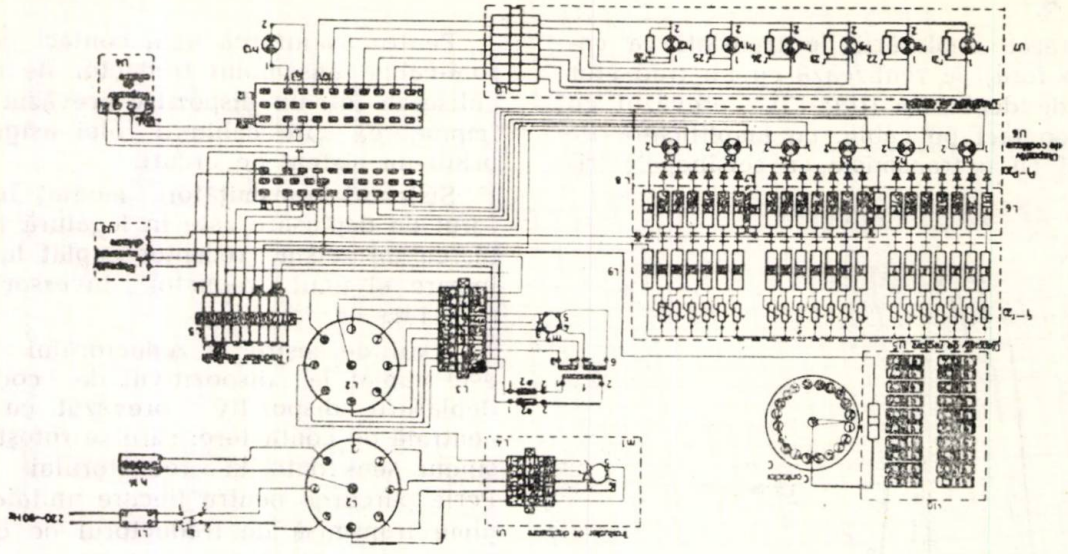


Fig. 12 Schema electrică — aparat pentru măsurarea lucrului mecanic al cablului.

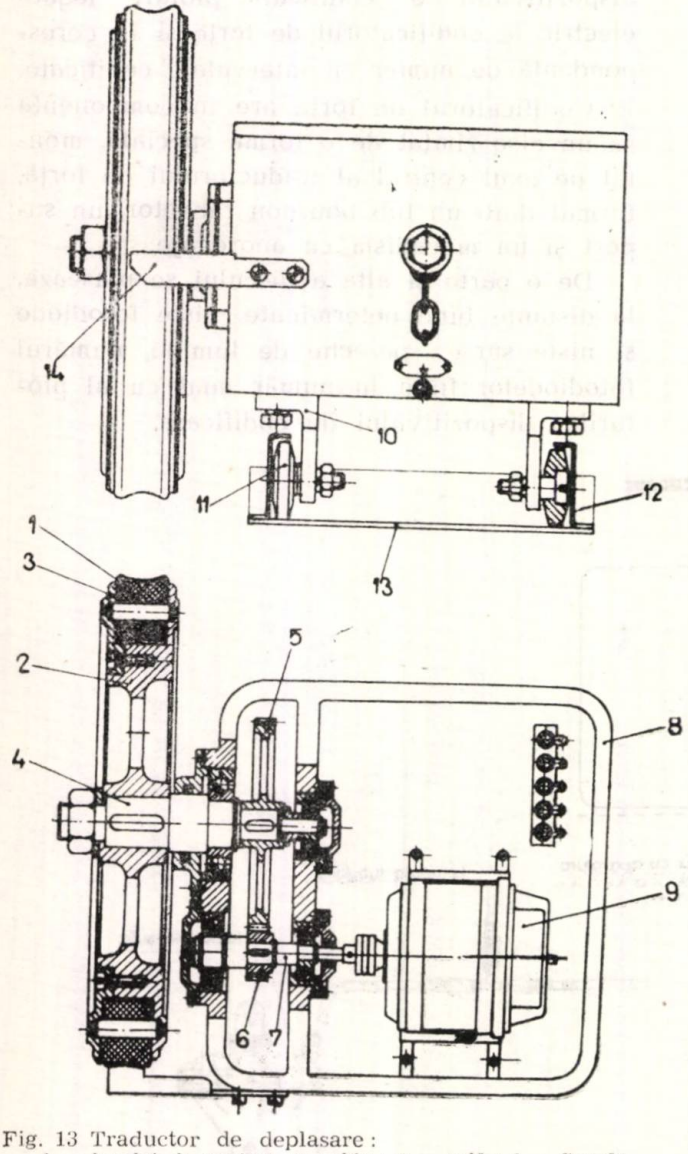


Fig. 13 Traductor de deplasare :
1 — bandaj de contact pe cablu ; 2 — rolă ; 3 — flanşă; 4 — ax ; 5 — roată dinţată ; 6 — pinion ; 7 — ax; 8 — carcasă; 9 motor sincron; 10 — suport role; 11 — rolă; 12 — şină ghidaj role; 13 — suport; 14 — curăţitor.

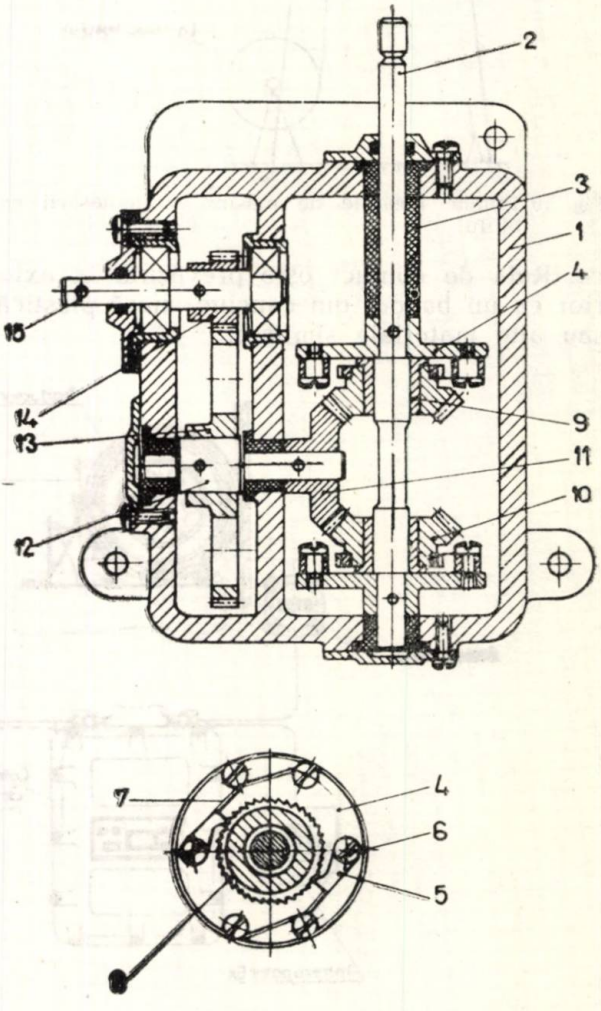


Fig. 14 Reductor — inversor :
1 — carcasă; 2 — ax intrare; 3 — distanţier; 4 — disc cu clicheţi; 5 — clichet; 6 — şurub; 7 — arc; 8 — roată dinţată; 9 — lagăr; 10 — pinion conic; 11 — pinion conic; 12 — ax; 13 — roată dinţată; 14 — pinion; 15 — ax ieşire.

Deplasarea unghiulară a discului zimțat de către axul traductorului este proporțională cu presiunea generată de traductorul hidraulic al aparaturii de măsurare a sarcinii din cablu (presiune direct proporțională cu forța din cablu) și permite ca o parte din fotodiode să fie iluminate, fiecare fotodiodă iluminată punînd sub tensiune cîte un plot din dispozitivul de codificare.

Peria codificatorului contactează pe rînd platourile și culege semnale sub formă de impulsuri ori de cîte ori întîlnește un plot pus sub tensiune de către o fotodiodă iluminată. Acest impuls, care în această situație reprezintă produsul tone forță × unitate de deplasare parcursă de cablu, atacă un montaj amplificator stabil la temperatură și apoi este stocat într-un număr zecimal integrat, care la fiecare al 10-lea impuls stocat deplasează cu un număr sistemul de contorizare-afișare (fig. 15) cuplat la numărătorul zecimal integrat, număr ce reprezintă 1 tf. km.

În cadrul sistemului de afișare, în afara sistemului de contorizare se mai găsește montat un sistem optic de control electric a integrității surselor de lumină.

În figura 16 se prezintă componența cofretului cu aparatură de calcul.

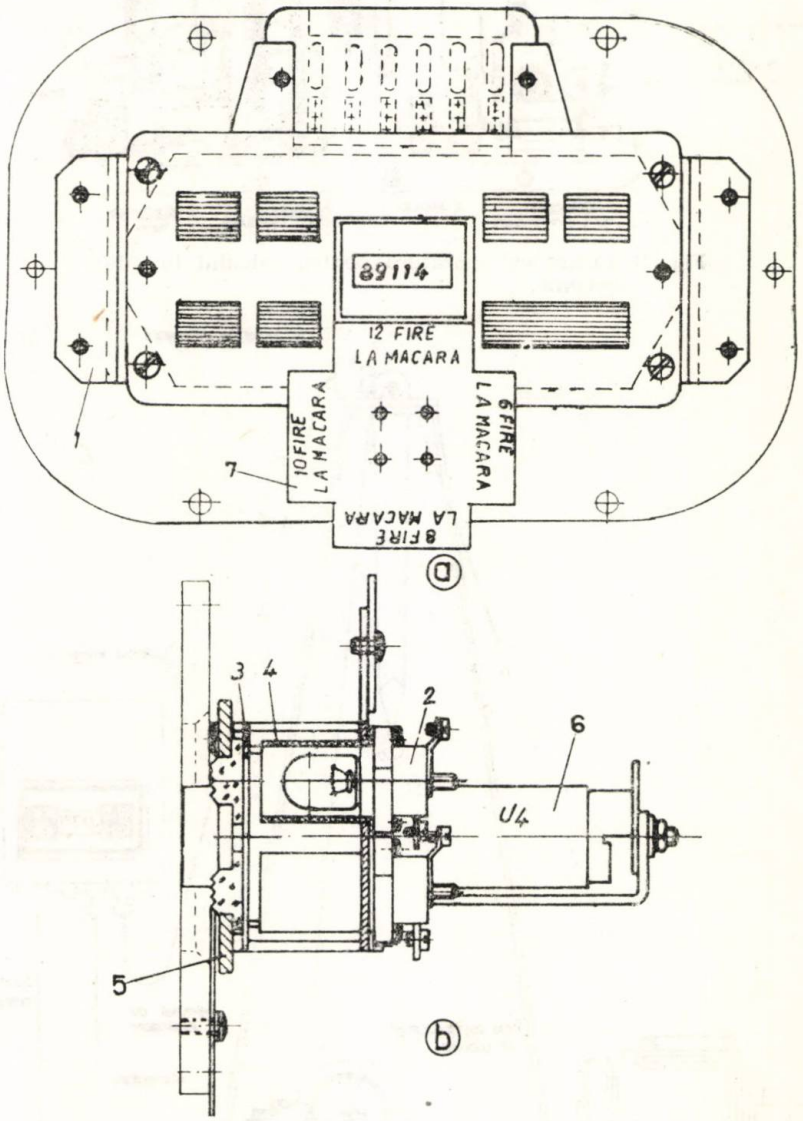


Fig. 15 Dispozitiv de afișare U_7 și semnalizare a) — Vedere frontală. b) — secțiunea transversală :
1 — suport; 2 — dulie; 3 — placă suport; 4 — reflector; 5 — placă frontală; 6 — placă indicatoare.

Performanțele obținute la experimentarea aparaturii :

— sensibilitatea aparaturii . . 0,1 tf. km;

— posibilitate de stocare date . . . . . nelimitată prin contor ;
— uşor adaptabil pentru 6, 8, 10 şi 12 fire la macara ;
— etalonare uşoară pentru diferite presiuni ;
— precizie de măsură la parametrii primari :
— deplasare . . . . . sub 1 % ;
— forţă . . . . . sub 0,8%.
— probabilitatea de funcţionare fără defectare 0,9.

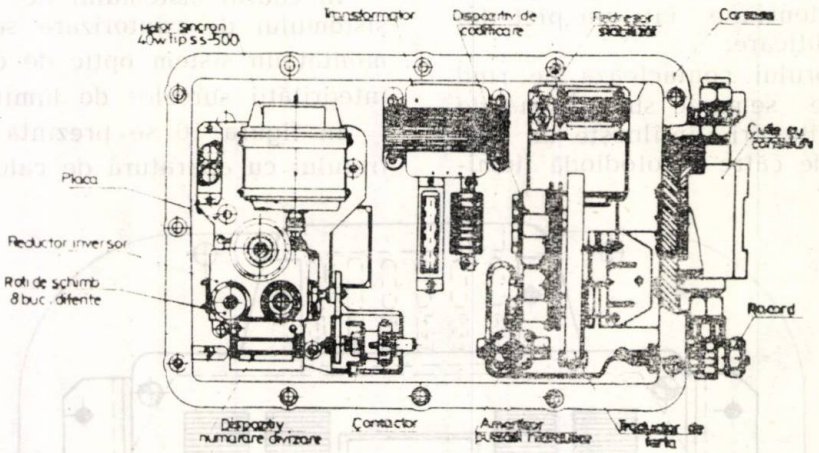


Fig. 16 Cofret cu aparatură pentru calculul lucrului mecanic.

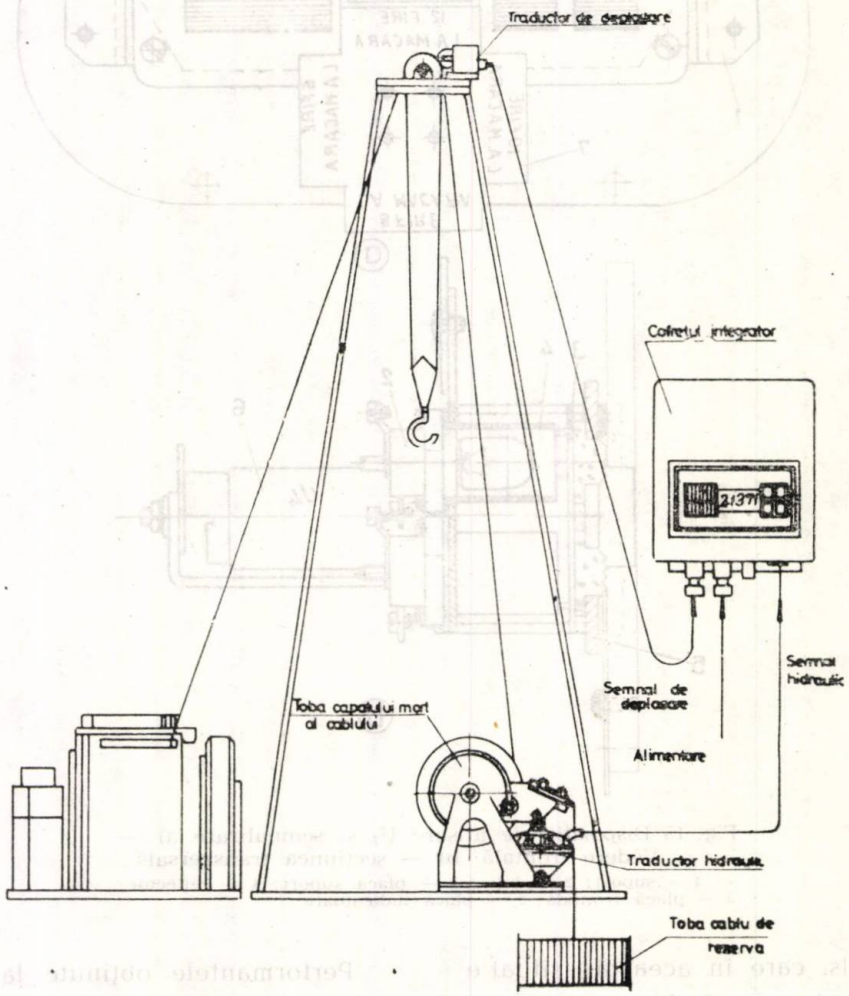


Fig. 17 Montarea pe instalaţia de foraj a aparaturii pentru măsurarea lucrului mecanic.

Montarea aparatului pe instalația de foraj este prezentată în figura 17.

Aplicabilitatea aparaturii pentru măsurat lucrul mecanic nu este limitată numai la cablurile de foraj sau macarale, în figurile 18, 19 și 20 prezentîndu-se și alte moduri de utilizare, astfel :

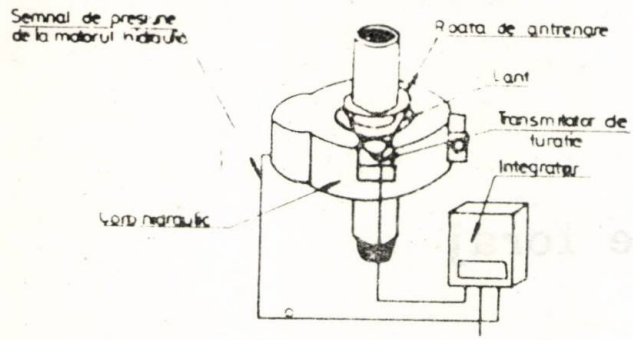


Fig. 18 Utilizarea aparatului pentru măsurat lucrul mecanic la dispozitivele hidraulice de antrenare.

— în figura 18 se prezintă modul cum aparatura poate măsura lucrul mecanic efectuat de către dispozitivele hidraulice de acționare a garniturii de prăjini ; în această situație presiunea de acționare a motoarelor hidraulice și turația garniturii constituie semnalele primare care se introduc în integrator ;

— în figura 19 se prezintă o posibilitate de măsurare a lucrului mecanic la pompele de noroi, unde se pot integra de asemenea presiunea de pompare și turația pompei ;

— în figura 20, se prezintă modul cum se poate folosi aparatul pentru aflarea lucrului mecanic al cablurilor de ancorare a platformelor de foraj marin.

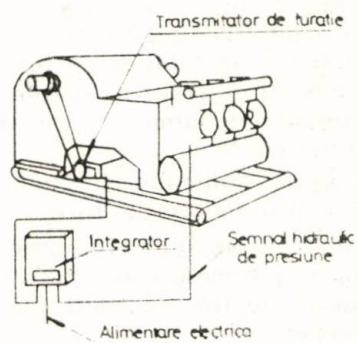


Fig. 19 Utilizarea aparatului pentru măsurat lucrul mecanic la pompele de noroi.

Concluzii

— aparatura realizată este complet originală, fiind înregistrată și brevetată de către OSIM.

— realizarea în țara noastră a unor astfel de aparaturi aduce importante avantaje economice, elimină tot importul și creează premizele de export ale unui nou aparat din seria celor destinate instalației de foraj ;

— aplicabilitatea aparaturii nu este limitată, ea putîndu-se utiliza pentru a măsura lucrul mecanic efectuat și de alte tipuri de agregate.

— robustețea și siguranța în exploatare sînt asigurate prin construcția și soluțiile de realizare (protecție climatică THA, carcase Ex turnate din aliaje ușoare, circuite integrate).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Cristea, V.:* Măsurarea produsului TONE FORȚĂ × KILOMETRI la cablurile de foraj, (Studiu de cercetare P 24/1971, în arhiva I.C.P.T.G. Cîmpina).

[2] *Mareș, I. M.:* Aspectul teoretic și practic al exploatării raționale și întreținerii optime a cablurilor de oțel folosite la forajul sondelor — Centrul de documentare al industriei chimice — 1968.

[3] * * *: „Composite Catalog" ed. 1972—1973, 1974—1975, 1976—1977, 1978—1979 — S.U.A.

[4] * * *: Integrator pentru calcul tf x mile de foraj în „Australian Oil and Gas" vol. 14 nr. 11/68 pag. 40.

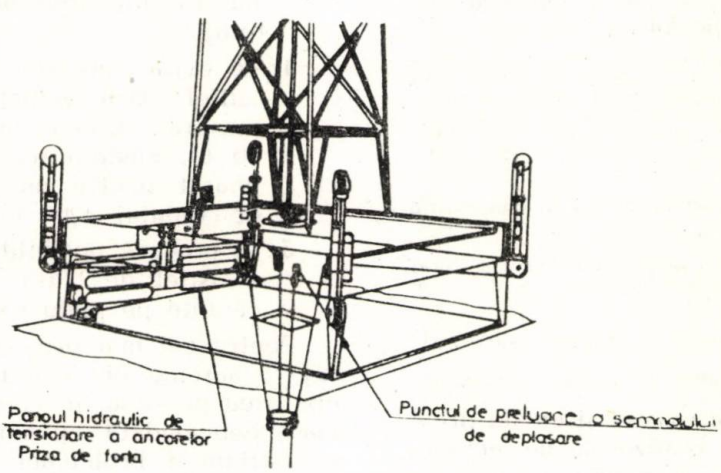


Fig. 20 Utilizarea aparatului pentru măsurarea lucrului mecanic la instalații ancorate de foraj marin.

[5] *Sevcenco, F. L.:* Snijenie natiajenia kanata pri navivke na koniceescuiu obolociku. In: „Vestnik mașinostroenia", nr. 6, 1969, P 32—34.
[6] * * *: Martin Decker Work Watcher. In: Bulletin P 181 Martin Decker Corp — S.U.A.
[7] * * *: Determinarea capacității de utilizare a cablului de macara. In: „Mașini i nefteanoe obosdovanie", 5/69 pag. 23—25.
[8] * * *: WORK-WATCHER. In: Bulletin P 142 Martin Decker Co — S.U.A.
[9] *Gubdarev, P. B. și alții:* „Dispozitiv automat pentru evidențierea lucrului cablului de foraj. In: „Industria Petrolului", Nr. 12 (62) pag. 722—725".
[10] *Tănase, N.:* APARAT PENTRU MĂSURAREA LUCRULUI MECANIC AL CABLURILOR. In: Arhiva I.P.C.U.P. Ploiești, 1974—1976.
[11] *Tănase, N., Samoilă, M., Atanasiu, E.:* Aparat pentru măsurarea lucrului mecanic al cablului — brevet invenție 65.107, publicat 17.12.79.

CZ : 622.24 : 681.2

Aparate de măsură destinate instalațiilor de foraj

Ing. Nicolae **TĂNASE** — I.C.S.I.T.U.P.M. Ploiești

Preocupările din ultima perioadă pentru rezolvarea problemelor legate de optimizarea procesului de foraj și de lucrul cu noile tehnologii de foraj cum sînt forajul la mare adîncime, forajul cu presiune echilibrată, forajul cu presiune subechilibrată, forajul marin ș.a. au impus, într-o măsură mai mare sau mai mică, echiparea instalațiilor de foraj cu aparatură de măsură și control, capabilă să măsoare atît parametrii tehnologici ai instalației, cît și pe cei care se referă la controlul circulației fluidului de foraj.

Ca soluție curentă, cu aparaturile actuale, se pot măsura concomitent un număr mai mare sau mai mic de parametri :

a. din grupa parametrilor tehnologici specifici instalației :

sarcina la cîrlig, apăsarea pe sapă, turația mesei rotative, momentul transmis de masa rotativă, timpul real de foraj, numărul de curse duble efectuate de pompele de noroi, presiunea de pompare, momentul la coada cleștelui, lucrului mecanic efectuat de cablu.

b. din grupa parametrilor care se referă la controlul circulației fluidului de foraj :

volumul total de fluid din habe, nivelul de fluid din haba de tragere, contorizarea curselor duble efectuate de pompe, presiunea fluidului, debitul la intrare și ieșire din gaura de sondă, densitatea fluidului la intrare și ieșire, temperatura fluidului la intrare și ieșire, semnalizarea curgerii în jgheab, variația nivelului în haba de tragere, viscozitatea fluidului ș.a.

c. din grupa parametrilor referitori la compoziția gazelor ;

analiza globală a gazelor conținute în fluidul de foraj, analiza calitativ-cantitativă a gazelor prin cromatografie, detecția hidrogenului sulfurat.

d. parametrii fizico-chimici ai fluidului de foraj :

gelația, viscozitatea, analiza de filtrat, calcimetru ș.a.

La nivel mondial, au existat și există preocupări majore pentru realizarea de echipamente specifice acestui domeniu, o serie de firme printre care se remarcă : Martin Decker — S.U.A., Geograph — S.U.A., Dresser — S.U.A., Geoservices — Franța ș.a. oferind aparaturi individuale sau grupate în complete sau cabine tehnologice.

Plecînd de la aceste premize, preocupările noastre s-au materializat în cercetarea, proiectarea și asimilarea în fabricație a unor serii de aparate specifice forajului, aparaturi destinate măsurării, indicării și înregistrării parametrilor mai sus specificați.

Prin echiparea instalației de foraj cu aparatură de măsură și control, se obțin o serie de efecte tehnico-economice, printre care se remarcă următoarele :

1. se asigură controlul și conducerea sigură a procesului de foraj ;
2. se asigură controlul circulației fluidului de foraj și semnalizarea accidentelor de circulație de tip „pierderi" și „manifestări eruptive".
3. se completează cu aparatură specifică, și condițiile tehnico-materiale, necesare pentru aplicarea noilor tehnologii de foraj ;
4. se evită importul de aparaturi — de altfel foarte scumpe un aparat pentru măsurat sarcina din cablu de mărime 40 tf., costă circa 8000 dolari, iar un aparat pentru măsurat lucrul mecanic al cablului 4200 dolari) ;
5. se creează posibilități de export pentru o astfel de clasă de produse, foarte căutate pe piața externă.

Pentru cel mai principal parametru de foraj — sarcina din cablul instalației, implicit apăsarea pe sapă, în condițiile în care nu se vede deocamdată posibilitatea soluționării industriale a problemei măsurării, direct, la talpă, a parametrului „apăsare pe sapă", s-a acționat în sensul reconsiderării problemei drilometrelor, în sensul prefecționării și con-

ceperii de noi aparaturi capabile să elimine sau să micşoreze sursele de erori care afectează măsurarea.

Plecînd de la cele trei deziderate majore pe care trebuie să le îndeplinească un drilometru şi anume :

1. funcţia de măsură a efortului ;

xecută în tipodimensiunile şi mărimile prezentate în tabelele 1 şi 2 şi conform figurilor 1 şi 2.

Tipurile din seria ASD fixează direct capătul mort al cablului la traductorul dinamometric de măsură, prin intermediul unui ochet şi al unui bolţ.

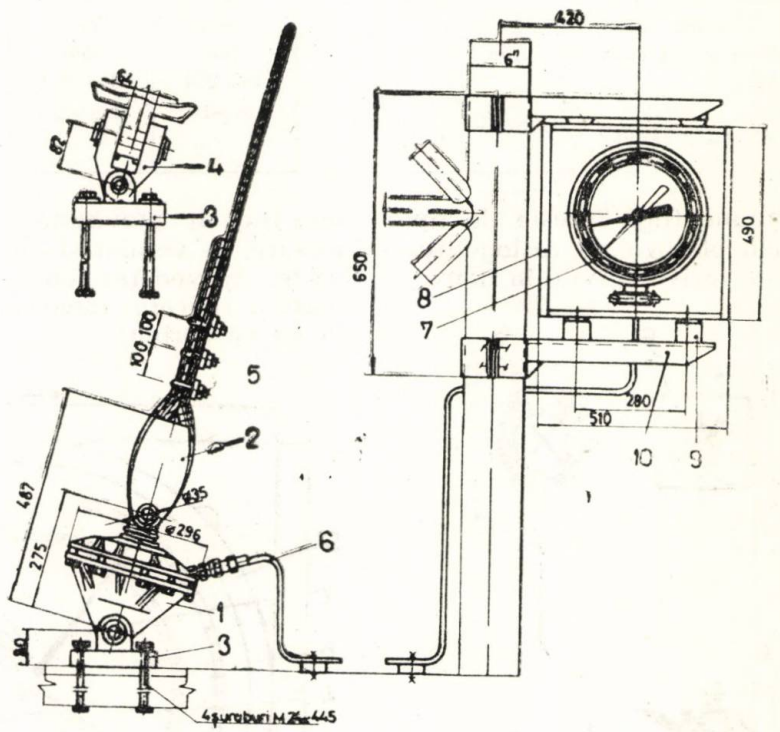


Fig. 1 Aparat pentru măsurarea sarcinii din cablu tip ASD 10 ; 12,5 şi 15.

1 — traductor hidraulic; 2 — ochet; 3 — suport; 4 — furcă; 5 — clemă; 6 — legătură tubulară; 7 — indicator de sarcină; 8 — cofret metalic; 9 — tampon amortizor; 10 — suport.

2. funcţia de transmitere a efortului din capătul mort al cablului la traductorul dinamometric de măsură ;
3. funcţia de fixarea capătului mort al cablului, în urma unor cercetări de mai mulţi ani.

S-a ajuns să se soluţioneze într-un mod original problema, rezultatul fiind deja cunoscut în schelele de foraj, care exploatează aparaturile pentru măsurarea sarcinii din cablu de tip ASD şi ASI, aparatură care se e-

Tipurile din seria ASI folosesc, pentru fixarea capătului mort al cablului, o tobă (ancoră pentru cablu), fie nealiniată la axul cablului (ASI—15 cu tobă TN—15), fie cu autoaliniere pe axul cablului, reacţiunea tensiunii din cablu aplicîndu-se traductorului, prin intermediul unui sistem de reducere a forţei, format dintr-o pîrghie articulată la un capăt, cu suportul de fixare la sol a ansamblului, iar cu celălalt capăt la traductorul hidraulic.

Aparatură de măsurare a sarcinii din cablu tip ASD

Tabelul 1

Tipul şi mărimea aparaturii	ASD-6	ASD-10	ASD-12,5	ASD-15
Sarcina nominală de lucru (tf)	6	10	12,5	15
Presiunea nominală în circuitul hidraulic — bar	54	47	63	71
Traductor hidraulic (T.H)	TH 224	TH 296	TH 296	TH 296
Diametrul nominal al cablului, mm.	12—18	18—24	22—32	22—28
Indicator de sarcină	I.S—6	I.S—10	I.S.—12,5	I.S—15

Aparatură de măsurare a sarcinii din cablu tip ASI

Tabelul 2

Tipul și mărimea aparaturii	ASI-15	ASI-27	ASI-40	ASI-50
Sarcina nominală de lucru, tf.	15	27	40	50
Presiunea nominală în circuitul hidraulic, bar	71	63	63	63
Varianta și mărimea tobei capătului mort al cablului	T.N—15	T.A—27	T.A.—40	T.A—50
Diametrul nominal al cablului, mm.	22—28	25—32	32—38	35—42
Diametrul rolei de înfășurare a cablului ; mm.	360	600	720	720
Traductor hidraulic (TH)	TH 224	TH 224	TH 296	TH 296
Indicator de sarcină	I.S—15	I.S—27	I.S—40	I.S—50
Înregistrator mecanic cu 1—3 canale				

Traductorul hidraulic (fig. 3) este de tip ploscă, cu membrană elastică de rostogolire, transformînd sarcinile rezistive ivite în timpul

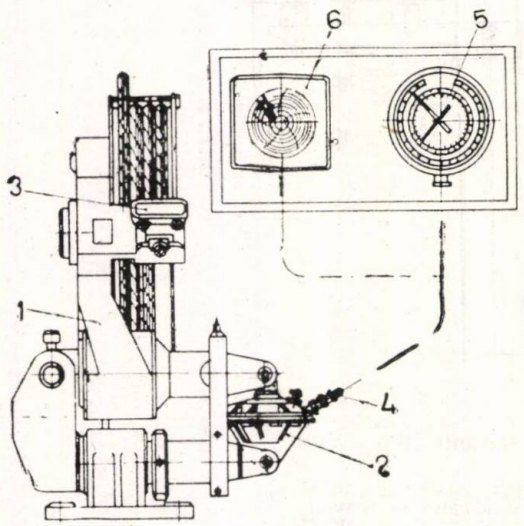
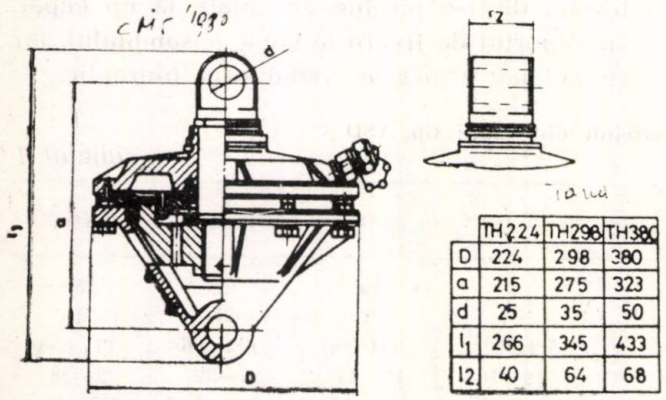


Fig. 2 Aparatură pentru măsurarea sarcinii din cablu tip ASI

1 – toba capătului mort al cablului; 2 – traductor hidraulic; 3 — dispozitiv pentru frînarea cablului; 4 — tub de legătură; 5 — indicator de greutate cu vernier; 6 — înregistrator.

funcționării sistemului de manevră al instalației de foraj, în semnale de presiune măsurate cu o aparatură manometrică cu tub bour-



	TH224	TH298	TH380
D	224	298	380
a	215	275	323
d	25	35	50
l_1	266	345	433
l_2	40	64	68

Fig 3 Traductor hidraulic

don (fig. 4), prevăzută cu două sisteme de măsură, — vernier și indicator global de greutate, în vederea obținerii unei precizi de măsură ridicate, tuburile bourdon fiind din bronz cu beriliu.

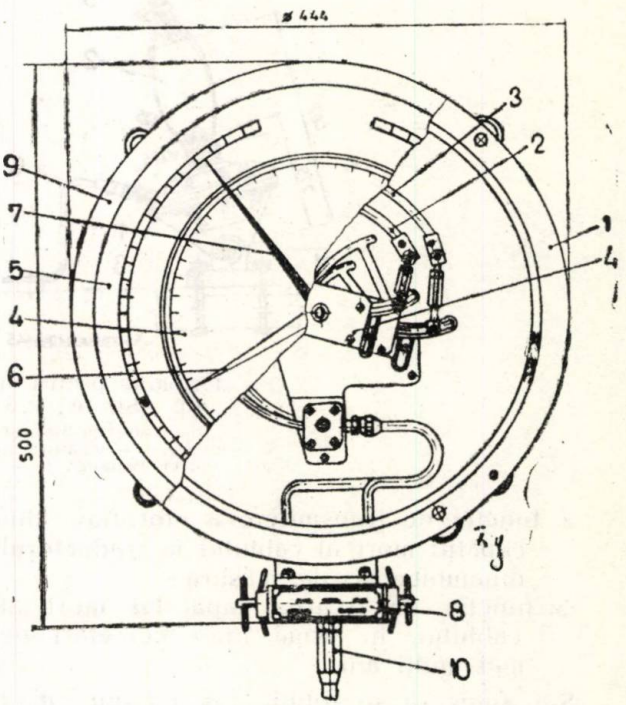


Fig. 4 Indicator pentru aparatura de măsură a sarcinei din cablu

1 – carcasă; 2 – ansamblu tub bourdon vernier. Indicator de sarcină totală; 3 — ansamblu tub bourdon vernier; 4 — cadran indicator de sarcină totală; 5 — cadran vernier; 6 – ac indicator de sarcină totală; 7 – ac indicator vernier; 8 — amortizor de pulsații; 9 — capac; 10 — legătură tubulară.

Caracteristicile tehnice ale traductoarelor hidraulice sînt indicate în tabelul 3.

Urmare a continuării preocupărilor în acest domeniu, vizînd extinderea gamei și grefarea de noi funcțiuni, s-au cercetat, proiectat și realizat noi aparate pentru măsurarea sarcinii din cablu, cu gabarit și greutăți reduse, la parametri tehnici ridicați (fig. 5 și fig. 6).

Caracteristicile tehnice ale traductoarelor hidraulice

Tabelul 3

Mărimea şi tipul		TH—224					TH—296			TH—380		
Domeniul de măsură	Forţa tf. presiune: bar.	4,5	6	7,2	8	10	10 54	13,4 63	15 71	24 42	30 54	40 71
Supresiunea maximă admisă în exploatare %		15 % faţă de limita maximă					15 %			15 %		
Presiune de încercare		90				110	90		110	90		110
Presiunea de spargere a membranei		120					120			120		
Numărul minim de cicluri de funcţionare		10^6					10^6			10^6		

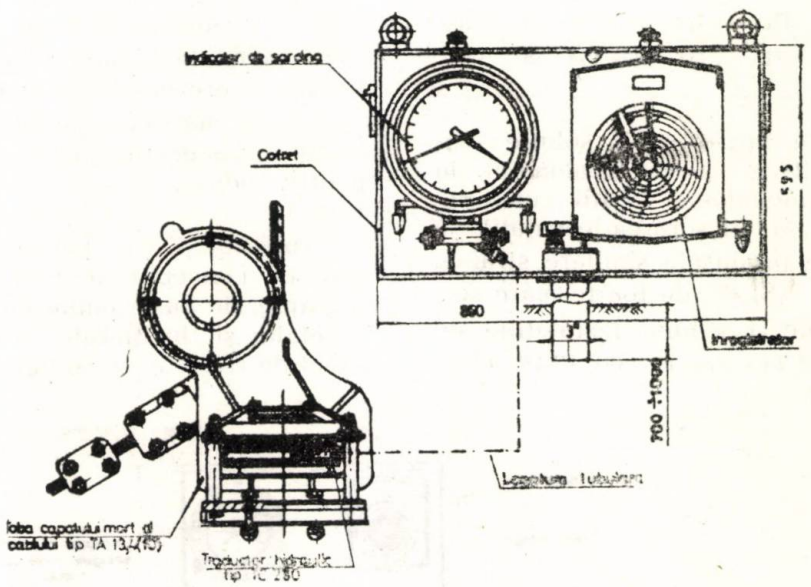


Fig. 5 Aparatură pentru măsurat sarcina din cablu tip ASI 10 şi ASI 13,4.

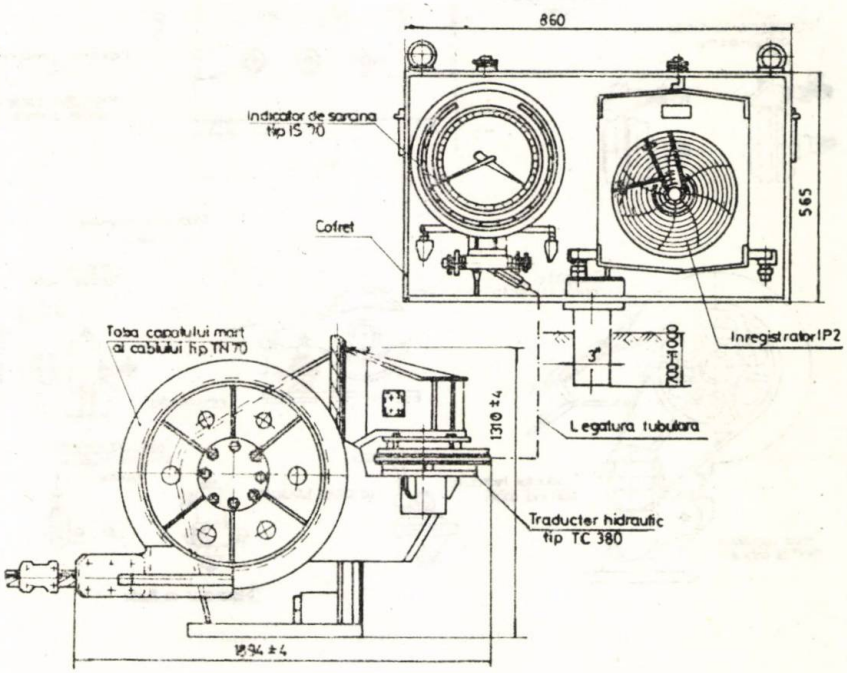


Fig. 6 Aparatură pentru măsurat sarcina din cablu tip ASI 70.

Tipurile ASI 10 ASI 13,4 15 18 şi 22 care sînt destinate a echipa instalaţiile mici de foraj sau intervenţie (P 20, P 32, T 50, P 80, F 100 şi F 125) şi sînt prevăzute cu posibilitatea de translatare a cablului pe tobe auto-

Aparatură de măsurare a sarcinii din cablu

Tabelul 4

Tipul mărimea	Sarcina la cîrlig; tf.	Presiunea în sistem bar	Tipul traductorului	Diametru cablu	Greutate
ASI 10	10	47	TC 280	18—25	55
ASI 13,4	13,4	63	TC 280	18—25	55
ASI 15	15	71	TC 280	22—28	72
ASI 18	18	54	TC 280	22—30	105
ASI 22	22	63	TH 224	25—32	305
ASI 70	70	63	TC 380	35—45	1380
ASI 80	80	71	TC 380	35—45	1450

aliniate, concepute într-o nouă soluţie tehnică, sînt competitive pe plan mondial, la construcţia lor aplicîndu-se soluţii constructive care au dus la micşorarea greutăţii cu circa 30% faţă de produsele similare străine. Tipurile ASI 70 şi ASI 80, de foarte mare sarcină, sînt destinate a echipa instalaţiile de foarte mare sarcină la cîrlig (F 800, FMP 1000).

Aparatele din această serie sînt echipate cu traductoare hidraulice de compresiune, de o construcţie simplă, robustă şi foarte fiabilă, de asemenea în concepţie originală.

Reunirea aparaturilor sub formă de panouri complexe de măsurare, indicare şi înregistrare a parametrilor de foraj, în funcţie de tipul instalaţiei, este o altă realizare a ultimilor ani, în cadrul acestora (fig. 7) fiind montate aparaturi pentru măsurarea următorilor parametri :

— sarcina la cîrlig ;
— turaţia mesei rotative ;
— indicatoare curse duble pompe ;
— momentul la masa rotativă ;
— momentul la coada cleştelui ;
— presiunea fluidului de foraj.

Aparatele din complet — panoul I sînt prezentate în figurile 8, 9, 10, 11 şi 12.

Completele — panoul I se execută la caracteristicile prezentate în tabelul 5.

Pentru mărirea funcţiunilor panoului I, acesta se va echipa în viitor şi cu un „aparat pentru indicat nivelul din haba de tragere" (fig. 13).

Aparatul pentru indicat nivelul din habă este de concepţie orginală, avînd funcţiuni multiple, de mare importanţă pentru controlul nivelului şi fluctuaţiilor nivelului, faţă de un nivel de refrinţă, considerat tehnologic normal

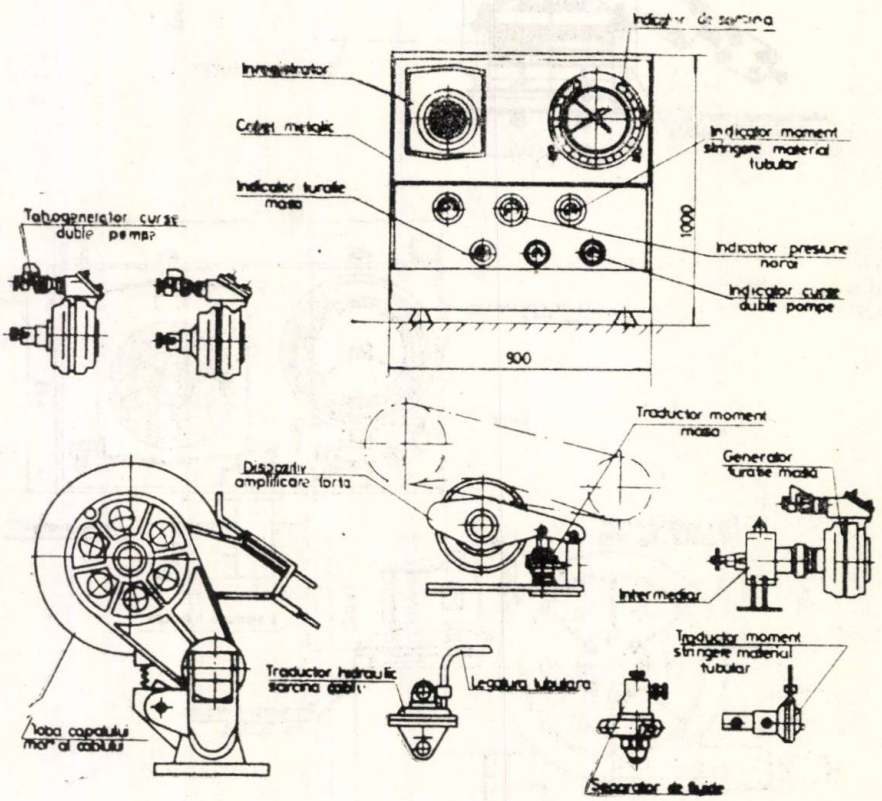


Fig. 7 Complet pentru măsurarea parametrilor de foraj.

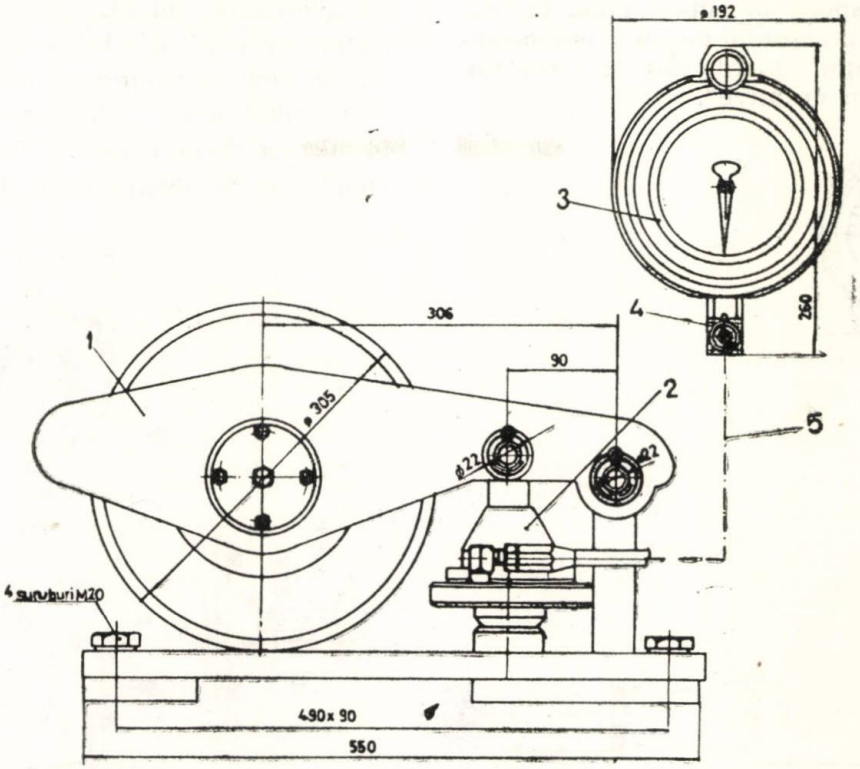


Fig. 8 Aparat pentru măsurat momentul la masa rotativă.

1 — dispozitiv amplificare forță; 2 — traductor hidraulic; 3 – indicator de moment; 4 — amortizor de pulsații; 5 — legătură tubulară.

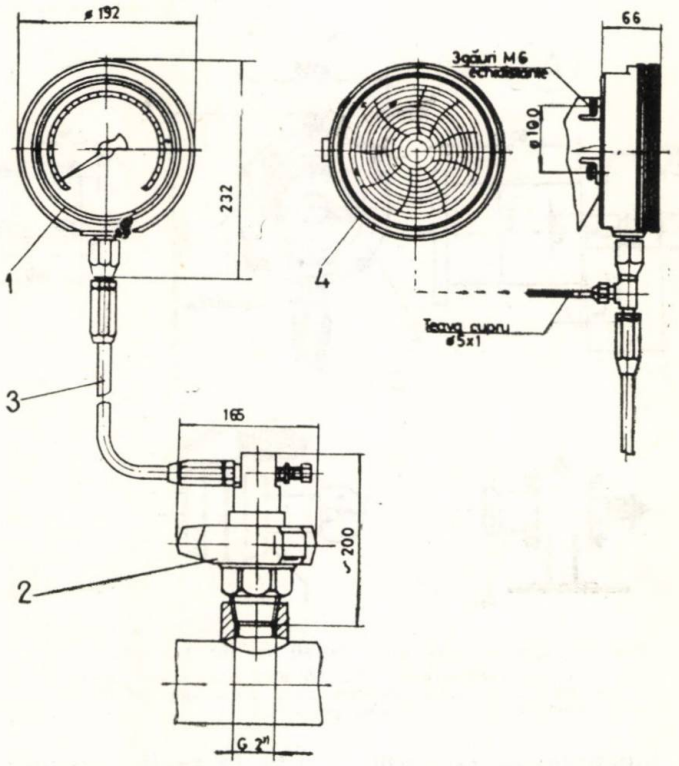


Fig. 9 Aparatură pentru măsurarea presiunii noroiului de foraj.

1 — aparat indicator presiune noroi; 2 — separator de fluide; 3 – legătură tubulară; 4 — înregistrator cu diafragmă ciculară (opțional).

pentru etapa respectivă, putînd pune în evidenţă, în timpul procesului de foraj fenomenele speciale de tipul „pierderilor de circulaţie sau manifestărilor eruptive".

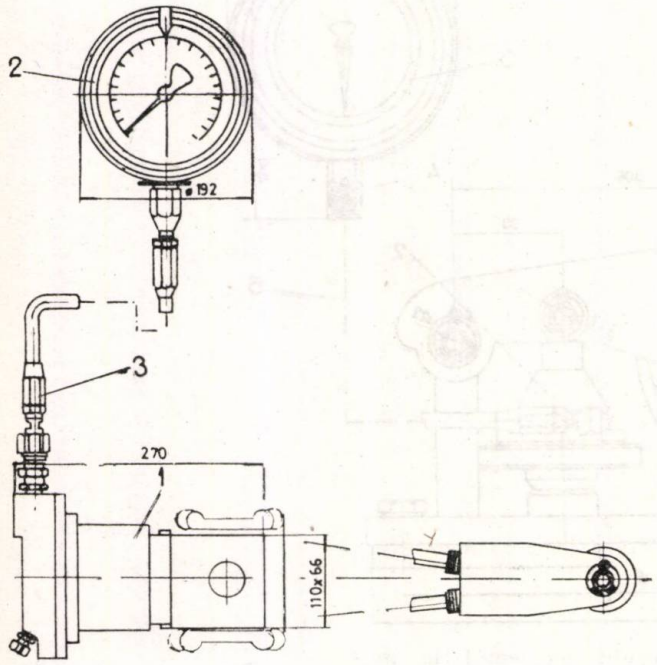


Fig. 10 Aparat pentru măsurarea momentului de înşurubare a materialului tubular tip IM 2 şi IM 6.
1 — traductor; 2 — indicator de moment; 3 — legătură tubulară.

de avertizare video-acustic. Nivelul sau variaţiile de nivel din habă sînt sesizate de către, flotorul traductorului de nivel, care, prin intermediul unei role, acţionează un piston în mişcare de dute-vino. Prin intermediul unei membrane de separaţie montate într-un cilin-

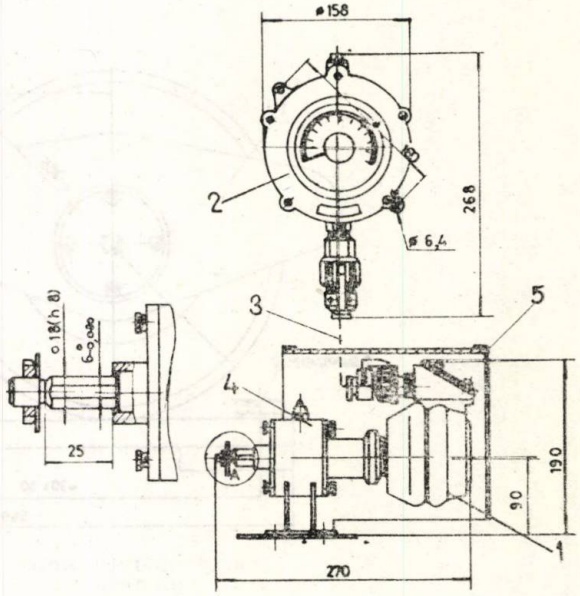


Fig. 11 Aparat pentru măsurat turaţia mesei rotative.
1 — tahogenerator TG. 30 Ex; 2 — Aparat indicator 1300 Ex; 3 — cablu electric CNI 3 x 1 sau MCMI 3 x 1; 4 — intermediar de antrenare; 5 — carcasă protecţie.

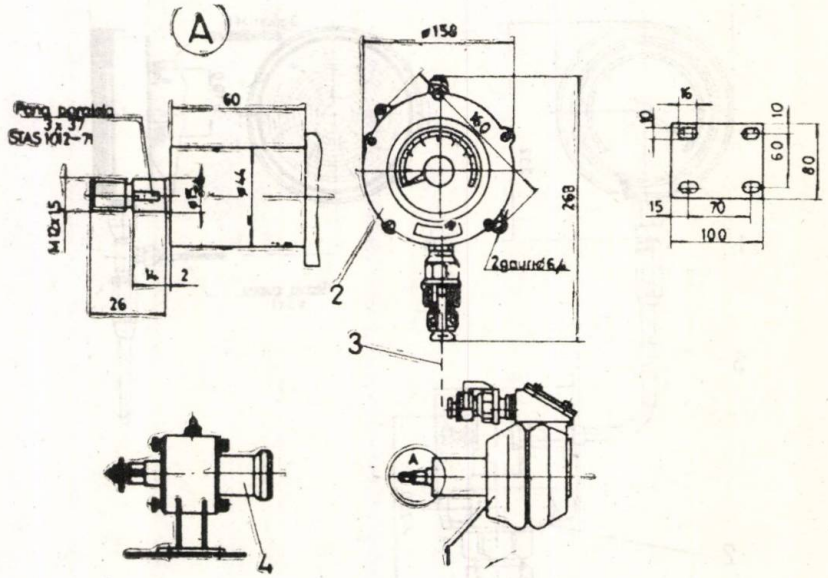


Fig. 12 Aparat indicator curse duble pompe.
1 — tahogenerator TG. 300 Ex; 2 — aparat indicator I 300 Ex; 3 — cablu electric CNI 3 x 1 sau MCMI 3 x 1; 4 — intermediar de antrenare opţional.

Principial aparatura funcţionează conform schemei bloc prezentată în figura 14.

Aparatura se compune dintr-un traductor de nivel, un indicator de nivel şi un sistem dru hidraulic, pistonul împinge în circuit un oarecare volum de fluid, în raport direct proporţional cu variaţiile de nivel sesizate de flotor.

Caracteristici tehnice ale completului — panou I

Tabelul 5

Denumirea parametrului măsurat	Domeniul de măsură	Tipul şi diametrul aparatului indicator în mm.	Tipul traductorului	Nr. de aparate în complet	OBSERV.
1	2	3	4	5	6
Sarcina din cablu, tf.	15 la 50 tf. pe fir macara	tip I.S. 350 sau 444 mm.	Hidraulic	1	a se vedea buletinul specific aparaturii de măsură a sarcinii din cablu.
Presiunea noroiului, bar.	0—400 bar	— 192 mm.	Separator hidraulic	1	La cerere se pot executa aparate şi pt. alte domenii de măsură.
Turaţia mesei rot/min.	0—300 rot/min.	tip I. 300 E 156 mm.	Tahogenerator	1	Turaţia antrenarea tahogenerator 900/rot/min.
Curse duble pompe, c.d/min.	0—65 sau 0—160 c.d./min.	tip ICDE 158 mm.	Tahogenerator	1	La cerere şi alte domenii. — Turaţie de antrenare tahogenerator 900/rot/min.
Moment masă, kgf.	0—135 kgfm	— 192 mm.	Dispozitiv cu rolă pe lanţ hidraulic	1	—
Moment torsiune material tubular daN.	0—600 daN.	—	Hidraulic	1	A se vedea buletinul specific acestei aparaturi.
Nivel habă tragere, mm.	0—1600 sau 0—1800 mm.	564 x 200 x 138 mm.	Hidraulic	—	
Contor curse duble	Impulsuri nelimitat	contor zecimal — 5 cifre —	Pneumatic	2	

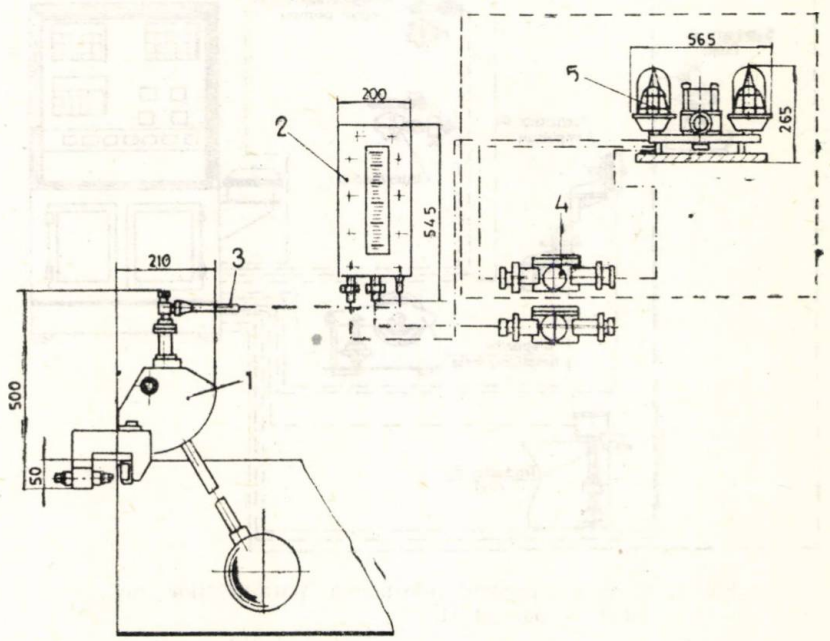


Fig. 13 Aparat indicator nivel habă tragere tip AN E x HV

1 — traductor de nivel; 2 — indicator de nivel; 3 — legătură tubulară (tub din material plastic); 4 — întrerupător Ex; 5 — sistem de semnalizare.

Sistemul hidraulic de măsurare este cuplat, în vederea semnalizărilor de stare ale fluidului de foraj, la un sistem de formare a

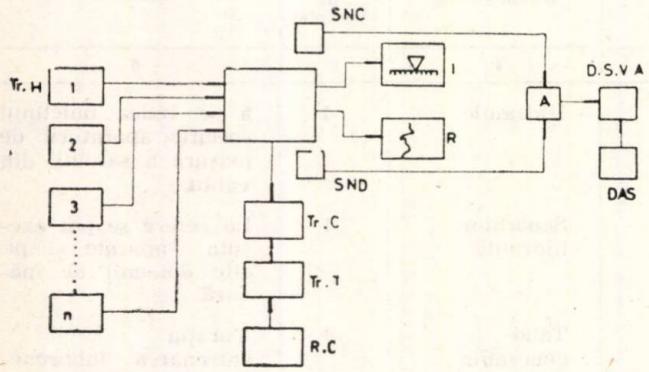


Fig. 14 Scheme bloc a aparatului pentru măsurat volumul total de noroi în habe

Tr H – traductor hidraulic nivel; SH — sumator hidraulic; Tr. C — traductor de compensare; Tr. T — traductor de temperatură; RC — rezervor de compensare; I – aparat indicator; R — înregistrator; SNC — sesizor nivel descreştere; A – dispozitiv semnalizare VA; DAS — dispozitiv anulare semnal.

semnalelor, necesare cuplării sau decuplării circuitului de comandă al sistemului de semnalizare video-acustic. Acesta este format dintr-un dispozitiv sesizor de nivel, compus dintr-o sursă de iluminare şi două circuite cu fotodiode pentru semnalizarea limitelor maxime şi minime admise.

Depăşirea limitelor de nivel reglat determină schimbarea stării de iluminare a fotodiodelor şi, odată cu aceasta, obţinerea — prin intermediul unor formatoare de impulsuri — a unor semnale în stare să deblocheze schema de semnalizare.

Componenţa panoului II este ilustrată în figura 15, iar caracteristicile în tabelul 6.

În cadrul acestui panou, ca aparaturi deosebite, se remarcă aparaturi pentru măsurarea densităţii fluidului de foraj la intrare şi ieşirea din gaura de sondă, cea de indicare a curgerii fluidului prin jgheab, precum şi cea de măsurat lucrul mecanic al cablului.

Aparatura pentru măsurat densitatea dispune de traductoare care aplică principiul măsurării variaţiei greutăţii specifice a noroiului, prin măsurarea continuă a variaţiei greutăţii volumului de fluid dislocuit de către un flotor, variaţie direct proporţională cu densitatea. Aspectul general şi componenţa este redată în figurile 16.

Urmărind, în figura 17, principiul de funcţionare, se constată că, variaţiile de greutate sînt transmise prin intermediul unei balanţe pneumatice de forţă la un sistem duză — clapetă.

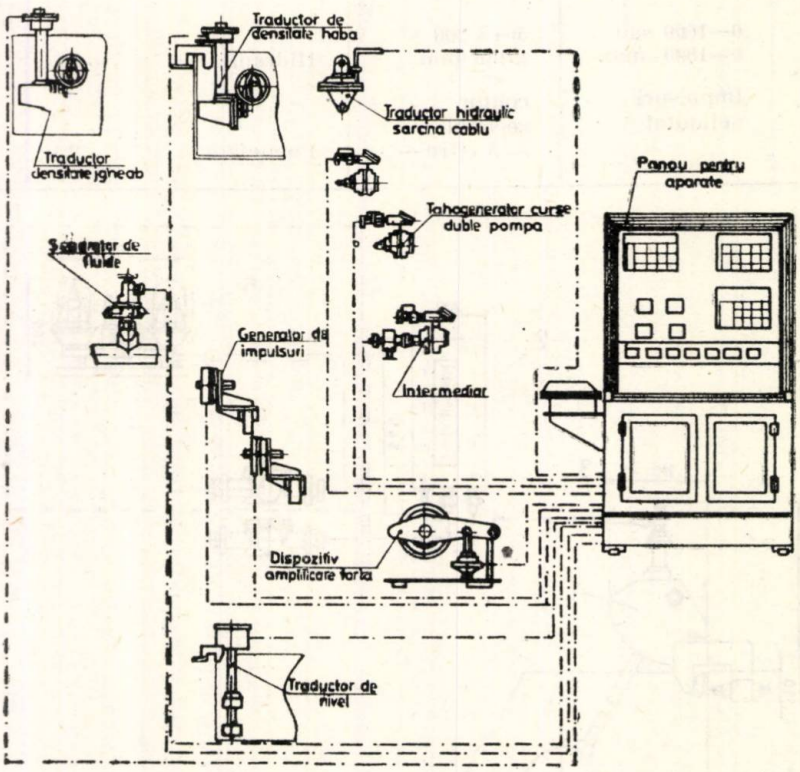


Fig. 15 Complet pentru măsurarea parametrilor de foraj — panoul II.

Aerul instrumental, cu presiune de circa $1,4 \pm 0,1$ bar, alimentează, pe de altă parte, sistemul duză-clapetă printr-o strangulare a şi în direct, amplificatorul pneumatic.

Caracteristici tehnice ale completului pentru măsurarea parametrilor de foraj — panoul II

Tabelul 6

Denumirea parametrului măsurat	Domeniul de măsură	Tipul aparaturii	Alte caracteristici tehnice	Observații
Parametrii de foraj măsurați de către panoul I.	conf. tabel 5	conf. tabel 5		Caracteristici tehnice conf. tabel nr. 5 PANOU I
Densitatea fluidului de foraj la intrarea în puț	0,8 ÷ 2,4 g/cm³	D.F.H—2,4	Semnal ieșire 0,1 ÷ 1 bar clasa — 1	—
Densitatea fluidului la ieșirea din puț	0,8 ÷ 2,4 g/cm³	D.F.I—2,4	Semnal ieșire clasa — 1	—
Temperatura fluidului la intrare în puț	0—100°	218—74—31271 ELT 162 B	cu termorezistență	cu aparatură I.E.A. București
Temperatura fluidului la ieșirea din puț	0—100°	218—74—31278 ELT 162 B	cu termorezistență	cu aparatură I.E.A. București
Contorizare curbe duble efectuate de pompe	0 ÷ 999·999 c·d/min.	C.C.D. 1	pneumatic sau electric Ex.	—
Lucru mecanic efectuat de cablu	0 ÷ 999·999 TF x Km.	LMC—E	—	—
Viteza de avansare a sapei	0—500 m/h	—		—
Totalizare volum noroi în habe	1—4 habe	TVNH—4	0—100% volume	cu aparatură F.E.A. sau hidraulic
Indicator curgere noroi în jgheab	0—100%	I.C.I.—11	Semnal ieșire 0,1 ÷ 1 bar	—

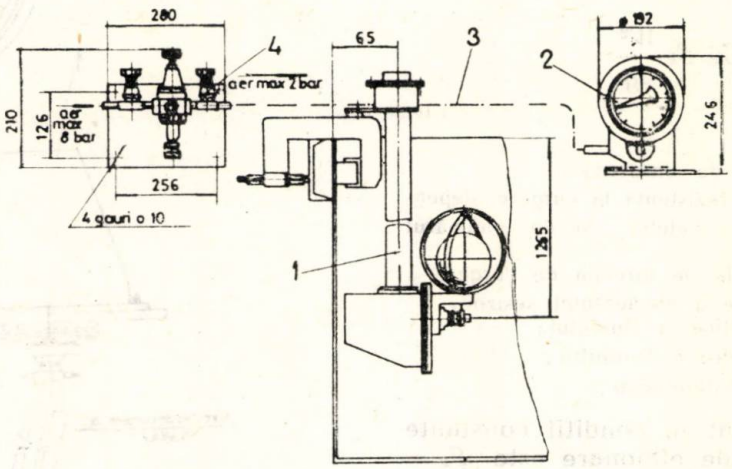


Fig. 16 Aparat pentru măsurat densitatea noroiului de foraj.

1 — traductor de densitate; 2 — indicator pentru densitate tip I D, 1,8; 3 — conductă PVC 6 x 1; 4 — grup pregătire aer.

Circuitul de reacție, format din burduful **6** în contact cu sistemul basculant **c,** este alimentat prin intermediul releului pneumatic **d,** circuitul fiind în legătură și cu aparatura manometrică de măsură sau cu traductorul presiune-curent. O parte din presiunea de alimentare, preluată din conducta de alimentare a duzei — clapetă, acționează și comandă membrana releului.

Prin deplasarea plutitorului, se realizează deplasarea barei de forță a balanței și, odată cu aceasta, deschiderea sistemului duză-clapetă, sistemul pneumatic dezechilibrîndu-se, moment în care reacția sistemului acționează astfel încît să echilibreze forțele.

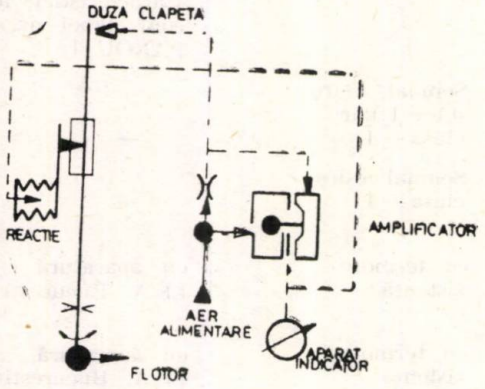


Fig. 17 Densimetru pentru noroiul de foraj. Schema de principiu.

Sistemul lucrează cu precizie foarte bună (0,5%) și poate fi reprodus și la scara mai mică. Aplicațiile sînt nelimitate pentru acest domeniu.

Tot ca o aplicație a acestei balanțe de forță, s-a conceput și aparatul de indicat curgerea noroiului în jgheab, (fig. 18).

Aparatul măsoară viteza de curgere în dreptul unei palete, rezultată din presiunea dinamică de curgere conform relației:

$$F_k = C_w \cdot S_k \frac{W^2}{2g}$$

în care:

F_k — forța dinamică de curgere;
C_w — coeficientul de rezistență la curgere, dependent de forma paletei și de numărul Reynolds;
S_k — proiecția normală pe direcția de curgere a suprafeței active a elementului sesizor;
— greutatea specifică a fluidului;
W = viteza de curgere a fluidului;
g — accelerația gravitațională.

Pentru un fluid dat în condiții constante de măsurare, relația de etalonare este $F_k = f(w^2)$ însă pentru fluide de foraj se transformă în:

$$F_k = f(w^2, C_w, S_k);$$

în timpul măsurătorilor greutatea specifică a fluidului se poate modifica (1 .... 2·2 dN/cm²).

Coficientul de formă al paletei depinde de numărul Reynolds respectiv de vîscozitate: $C_w = f(R_e)$, care este diferită pentru fiecare rețetă de fluid de foraj, depinzînd în plus și de condițiile de lucru respective (temperatură, curgere).

Apar unele considerente de natura:

— viteza de curgere în jgheab, care este diferită; apare fenomenul de „canal" pe centrul jgheabului;

— depuneri de particule din fluid:

— rugozitate variabilă;

— relații de calcul diferite pentru curgerea în canale deschise (după autor — BEYERHAUS, WEISSBACH, BAZIN, GANGUILLET — KUTTER — dar apropiate la lichide newtoniene).

Avînd în vedere cele mai sus, este normal a se grada aparatura în diviziuni convenționale, corespunzătoare forței dinamice de curgere. „O" arbitrar al aparatului corespunde debitului cel mai mic din jgheab.

Tot în panoul II se montează și contoarele de curse duble efectuate de pompe, aparatura pentru înregistrat adîncimea reală forată, precum și aparatul pentru măsurat lucrul mecanic al cablului.

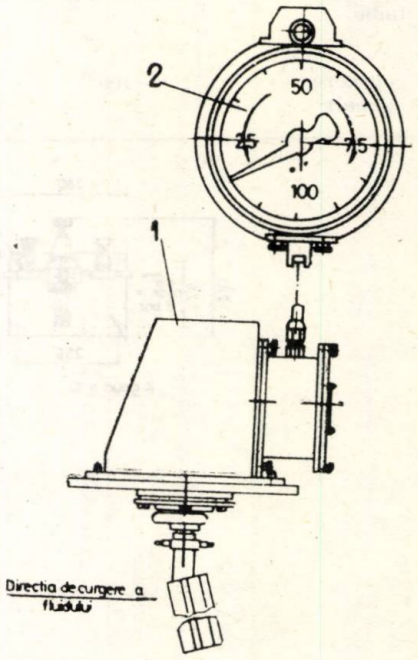


Fig. 18 Indicator curgere noroi în jgheab.
1 — traductor curgere noroi în jgheab; 2 — aparat indicare; 3 — conducta L = 30.

Principalele funcții ale panoului II sînt cele de înregistrare a parametrilor, pe diagrama centralizatoare, care să ofere personalului tehnic al sondei ilustrarea modului în care decurg operațiile tehnologice.

Pentru înregistrare se folosesc înregistratoare de producție indigenă, cuplate la aparatura specifică de măsură, prin intermediul traductorilor de presiune — curent sau tensiune — curent.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tănase, N.:* Complete de măsură a parametrilor de foraj. In: Arhiva I.P.C.U.P. — Ploiești, 1976—1978.

[2] *Nicolau, I., Tănase, N., Neagoe, Fl., Cioc, Gh.:* Un nou tip de drilometru cu tobă cap mort, cu articulație excentrică, autoaliniată, pe axul capătului mort al cablului. In: „Petrol și gaze", iulie 1970 (Vol. 21 pg. 422—432).

[3] *Nicolau, I.:* Controlul circulației fluidului de foraj la intrarea și ieșirea de la puț. Studiu cercetare 786/1972 I.C.P.T.G. — Cîmpina.

[4] *Bleakely, W. B., Enright, R.I.:* New weight indicator gives hook load and total load on mast. In: O.G.L., nr. 7 febr. 1960, p. 100—105.

[5] * * *: Hydraulic dyaphragm, Br. S.U.A. nr. 2678065.

[6] * * *: Type „D", E, FS „Anchors". In: Buletin P 73 Decker — corp — S.U.A.

[7] *Giliet, F. L.:* Cable anchor/ARMCO STEL CORP.

[8] *Tănase, N.:* Indicator de sarcină la cîrlig. Arhiva I.P.C.U.P. Ploiești, 1967.
S.U.A. nr. 3056287/1962.

[9] *Multrus, V.:* Pneumatische logikelemente und steuerungs Systeme. Krausskopf — Verlag Gmbh, Mainz, 1970.

[10] *Erhan, A., Ormazu, L., Petcu, N.:* Aparate de măsură și control în foraj și extracția țițeiului și gazelor. Ed. Tehnică, București, 1969.

[11] *Howard, K.:* Handbook of instrumentation and controls. Ed. I. Mc Graw-Hill Book Comp., New York 1961.

[12] *Tănase, N.:* Aplicații nelimitate ale unui nou tip de traductor. Referat prezentat la sesiunea științifică: „Aplicarea în industrie a elem. fluidice, pneumatice și hidraulice de automatizare". Ploiești, 1978.

[13] * * *: Instrumentation catalog 1976—1977. Martin — Decker", S.U.A.

[14] *Tănase, N.:* Indicator de nivel habă tragere. Referat prezentat la sesiunea științifică „Aplicarea în industrie a elem. fluidice, pneumatice și hidraulice de automatizare", Ploiești, 1978

[15] * * *: Brevete S.U.A. — 2.488.070; 3.004.558; 2.678.065; 2.945.676; 2.931.670; 2.957.159; 3.176.510.

[16] *Tănase, N.:* Aparat pentru măsurat lucrul mecanic al cablurilor. Arhiva I.P.C.U.P. Ploiești, 1974—1976.

[17] *Tănase, N.:* Traductor hidraulic. Brevet invenție 64.615, publicat 21.06.1970.

[18] *Tănase, N., Rădulescu, Al., Pleșoianu, N.:* Drilometru. Brevet invenție 59.549, publicat 28.II. 1972.

[19] *Nicolau, I.:* Drilometru. Brevet invenție 50.639.

[20] *Tănase, N., Atanasiu, E.:* Drilometru. Brevet invenție 65.078 publicat 28.12.1976.

[21] * * *: World Wide Equipment Catalog. GEOLOGRAPH — S.U.A. 1977.

[22] *Tănase, N., Gociman, M., Atanasiu, E.:* Indicator de nivel. Brevet invenție 60.531, publicat 09.01.75.

[23] *Tănase, N., Atanasiu, E.:* Separator de fluide blicat 25.05.74.

[24] *Tănase, N.:* Dispozitiv de frînare pentru cablu. pentru manometre. Brevet invenție 58.197, pu-Brevet invenție 56.822 publicat 16.02.71.

[25] *Tănase, N.:* Traductor hidraulic. Brevet invenție 64.803, publicat 28.12.1976.

[26] *Tănase, N., Gociman, M., Atanasiu, E., Brozici, V.:* Indicator de nivel pentru medii lichide. Brevet invenție 56.376, publicat 10.03.73.

CZ : 622.24

Realizări în domeniul operațiilor de finisare a inelelor de etanșare ale armăturilor industriale

Ing. Nicolae **FÎNTÎNĂ** — I.C.S.I.T.U.P.M. Ploiești

Ponderea cantitativă cea mai însemnată în fabricația de armături industriale (cca. 85%) o dețin robinetele de închidere și de reținere.

Rolul funcțional al acestora, de a obtura curgerea fluidelor atunci cînd este necesar, se îndeplinește mai bine sau mai puțin bine, în funcție de calitatea suprafeței inelelor de etanșare influențează și durata de exploatare între două reparații.

Operația de finisare se realiza, în mod obișnuit, manual, la marea majoritate a robinetelor, cu corpuri abrazive (discuri abrazive) în cadrul montajului robinetelor.

Calitatea necesară, vizînd rugozitatea maximă posibil de admis pentru obținerea etanșării și planeitatea, depinde în general de următorii parametri :

- presiunea nominală ;
- presiunea de contact între inelele de la corp și obturator ;
- cuplul de materiale format de cele două inele de etanșare
- felul mișcării relative între cele două suprafețe la închiderea și deschiderea robinetului.

În cazul executării manuale a finisării, ponderea medie a acesteia reprezintă, în totalul manoperei de montaj (robinete din oțel), valoarea prezentată în tabelul 1.

Tabelul 1

P_n	Cuplul de materiale :		
	inox cu alamă	inox cu inox	aliaj dur cu aliaj dur
16 ÷ 64	36%	40%	—
100 ÷ 160	—	75%	—
400	—	—	85%

Mașinile și dispozitivele concepute au urmărit :

- mecanizarea integrală a acestei operații care necesită un efort apreciabil ;
- obținerea unei calități a suprafeței optime, funcție de parametrii arătați mai sus ;
- reducerea ciclului de fabricație ;
- obținerea de mișcări care să evite trecerea repetată a unui punct al sculei prin același punct al piesei ;
- înlăturarea necesității ca aceste finisări să să fie făcute numai de muncitori cu înaltă calificare și cu experiență înaintată ;

realizînd finisarea conform tabelului 2.

Corpurile abrazive, pasta abrazivă, sau granulele abrazive se aleg în funcție de materiale și de rugozitatea necesară.

Tabelul 2

Operația	Cuplul de materiale
Finisare cu discuri abrazive	— inox cu alamă — inox cu inox
Lepuire	— inox cu inox — aliaj dur cu aliaj dur
Lepuire + rodare (la suprafețe de etanșare conice)	— inox cu inox — aliaj dur cu aliaj dur

Se prezintă, în continuare, cîteva din realizările obținute în acest domeniu ; doar elemente noi și o parte din mașinile și dispozitivele concepute.

Mașina de lepuit tip R_1 și R_2.

S-a proiectat și executat în două mărimi : pentru D_n (50 . . . 150) tip R_1 și pentru D_n (100 . . . 250—300), tip R_2. Poate finisa și cu discuri abrazive. Se pot prelucra atît inele de etanșare de la corpuri cît și de la obturatoare.

Se obțin suprafețe cu planeitate foarte bună și cu o calitate a suprafeței deosebit de avantajoasă, din punctul de vedere al etanșării, suprafețe care satisfac cerințele de calitate pînă la P_n 400 și chiar mai mari.

Realizată conform schemei de principiu din figura 1, mașina execută lepuirea inelelor cu ajutorul unor plăci de fontă și a pastei abrazive.

Placa de lepuit execută o mișcare complexă (prezentată în fig. 2), care este astfel realizată încît un punct al plăcii de fontă să nu treacă de două ori prin același punct al piesei.

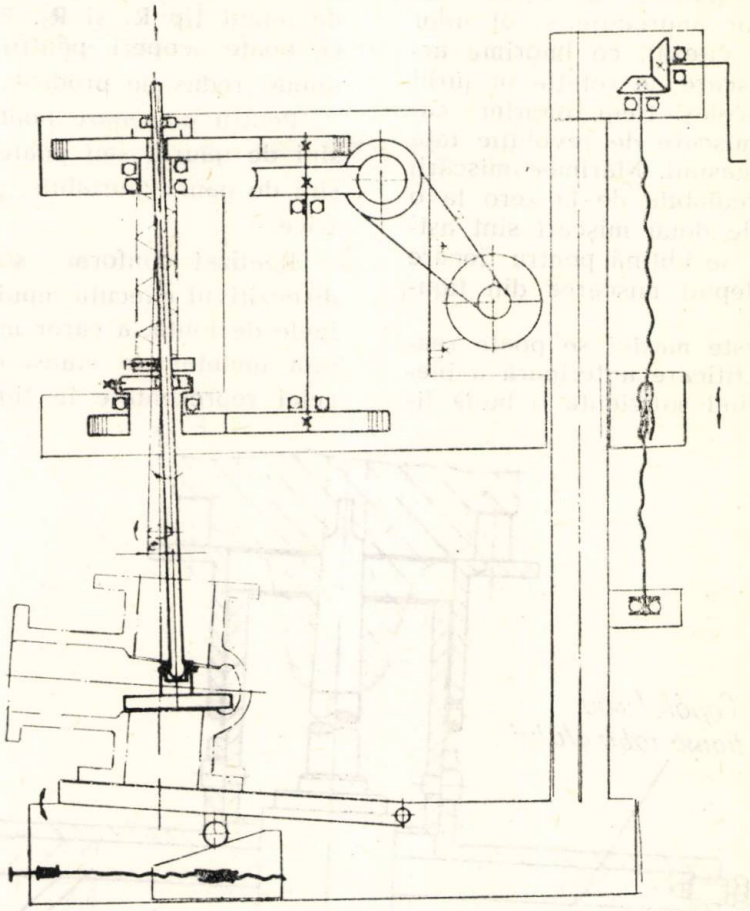


Fig.1 Maşină de lepuit tip $\mathbf{R}_1$.

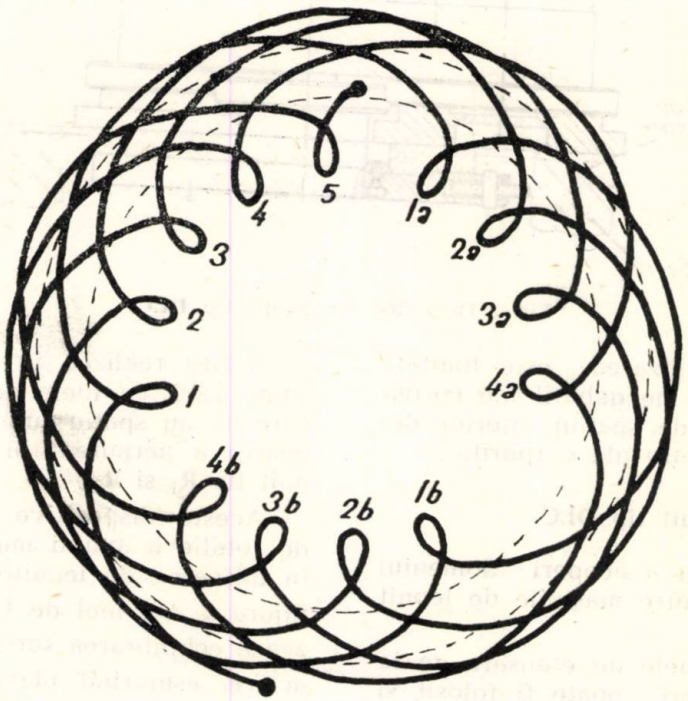


Fig. 2 Schema maşinii de lepuit tip $\mathbf{R}_1$.

Mașina este acționată cu motor electric prin intermediul unor angrenaje și al unor reductoare (cutii de viteză), ce imprimă arborelui central o mișcare de rotație în jurul axei proprii și, în același timp, imprimă capătului inferior o mișcare de revoluție față de axa teoretică a mașinii. Mărimea mișcării de revoluție este reglabilă de la zero la o valoare maximă. Cele două mișcări sînt astfel calculate încît să se obțină pentru fiecare punct al plăcii de lepuit mișcarea din figura 2.

Lepuirea cu aceste mașini se poate realiza chiar fără o rectificare anterioară a inelelor de etanșare, fiind suficientă o bună fitaje la calitatea suprafeței ca și la mașinile de lepuit tip R_1 și R_2. Prezintă dezavantajul că poate acoperi, pentru fiecare mărime, un număr redus de produse.

Pentru antrenare poate fi adaptat pe mașini de găurit, sau poate fi antrenat cu mașini de găurit portabile, pneumatice sau electrice.

Realizat conform schemei din figura 3, dispozitivul execută lepuirea cu ajutorul unor inele de fontă, a căror mișcare față de suprafața inelelor de etanșare este asemănătoare celei reprezentate în figura 2.

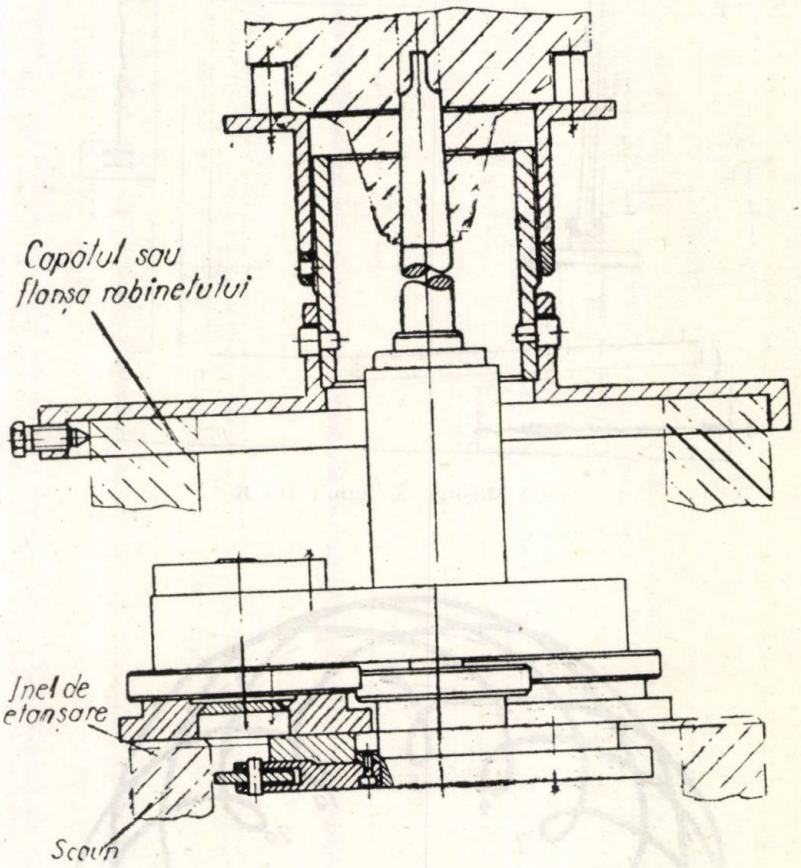


Fig. 3 Dispozitiv de lepuit tip **DLC.**

nisare la strunjire. Utilizarea este limitată uneori de dimensiunile de gabarit ale corpurilor de robinete sau de spațiul interior din jurul inelelor de etanșare ale corpurilor.

Dispozitivul de lepuit tip DLC.

S-a proiectat pentru a acoperi domeniul rămas neacoperit de către mașinile de lepuit tip R_1 și R_2.

Se pot prelucra inele de etanșare de la corp. Cu unele adaptări poate fi folosit și pentru obturatoare. Se obțin aceleași avantaje la calitatea suprafeței ca și la mașinile de lepuit tip R_1 și R_2. Prezintă dezavantajul că poate acoperi, pentru fiecare mărime, un număr redus de produse.

A fost realizat, în special, pentru dimensiuni mari, cu inele de etanșare late, sau care nu au spațiu suficient între corp și inel pentru a permite utilizarea mașinilor de lepuit tip R_1 și R_2.

Aceste dispozitive transformă mișcarea de rotație a axului mașinii ce le antrenează, în mișcarea de lepuire conform schemei din figura 4. Un inel de fontă central, **E**, realizează echilibrarea sarcinii pe inelele de fontă active, asigurînd planeitatea suprafeței lepuite.

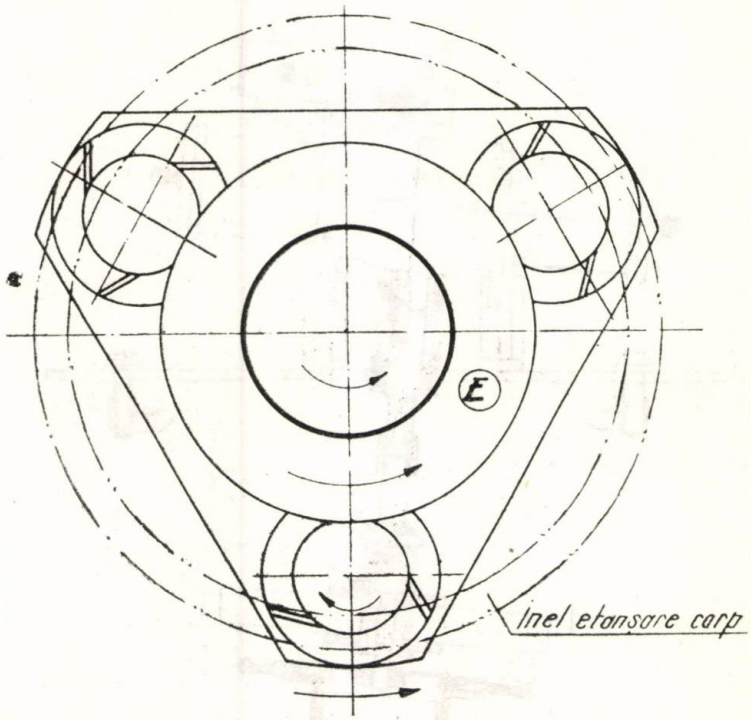


Fig. 4 Schema mașinii de lepuire a dispozitivului tip **DLC.**

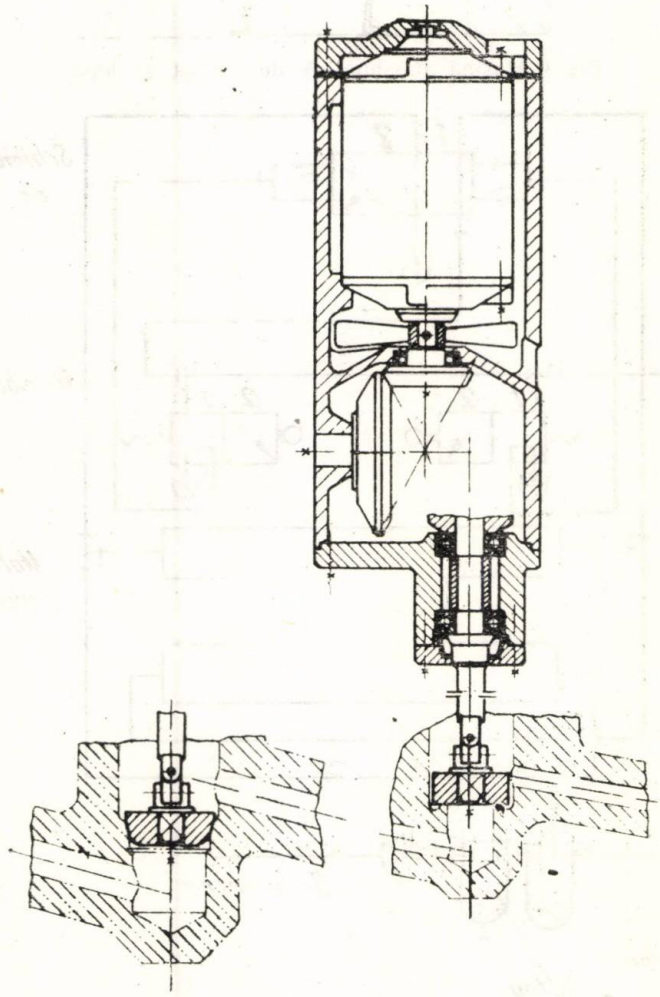


Fig. 5 Mașina portabilă de lepuit și rodat tip **R.**

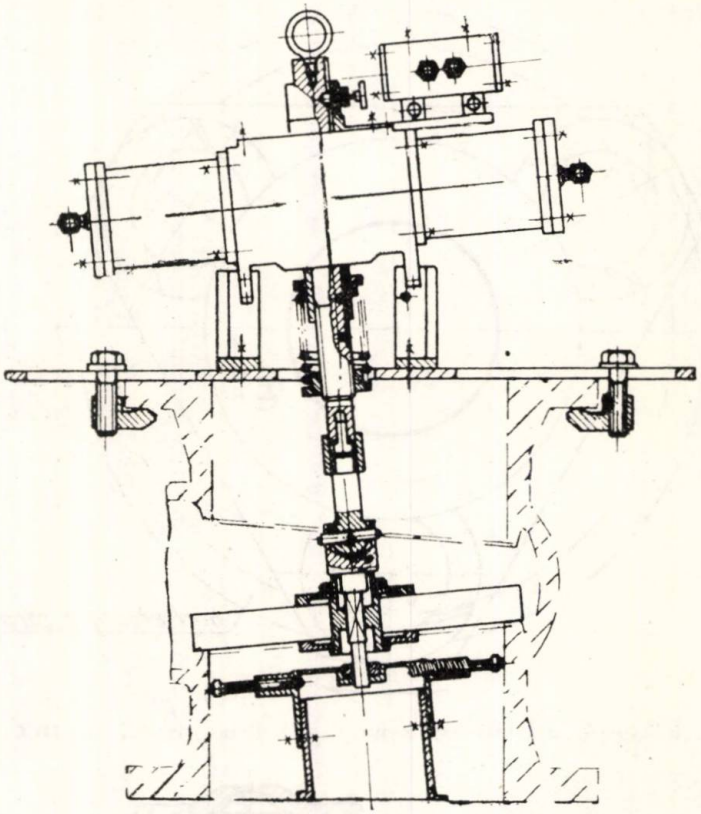


Fig. 6 Maşină pneumatică de finisat şi lepuit.

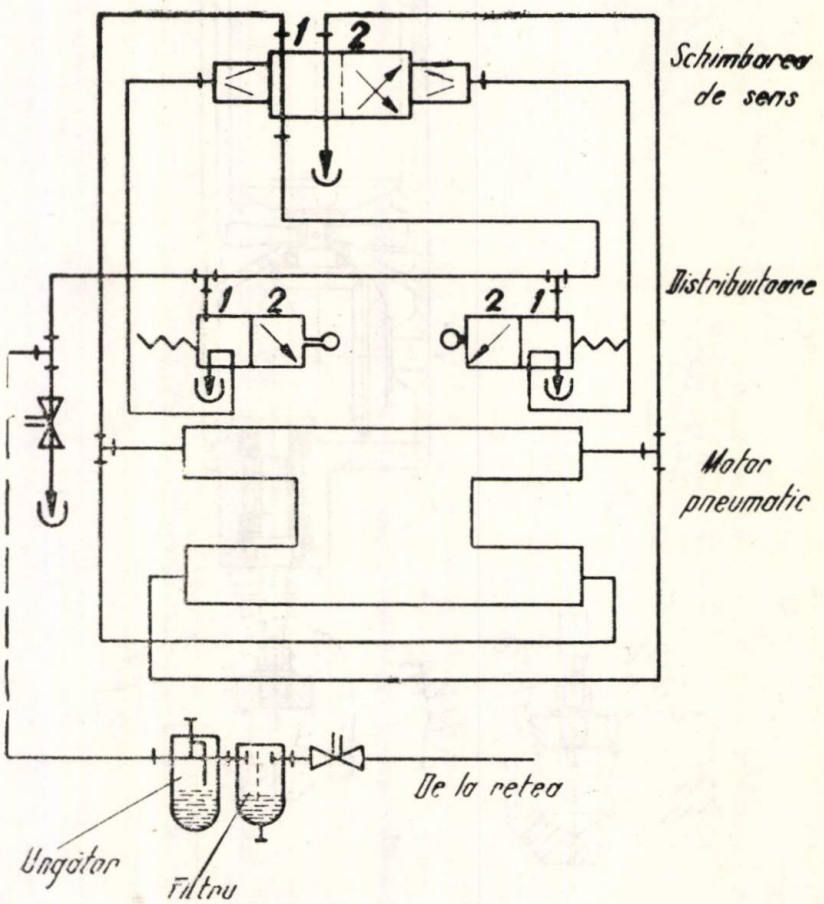


Fig. 7 Schema pneumatică a maşinii de finisat şi lepuit.

Dacă sînt acționate de mașini portabile de găurit, prezintă avantajul că pot fi folosite la locul de montaj sau de reparare al robinetului. Cele antrenate pneumatic permit ca, prin reglarea debitului de aer de la robinetul de racordare la rețea, să se obțină turația necesară.

Mașina portabilă de lepuit și rodat tip R

S-a proiectat pentru lepuirea inelelor de etanșare la D_n (6 ... 50), în special la corpurile robinetelor cu ventil.

Fiind necesară pentru scaune conice, permite și rodarea reperelor scaun și ventil. Este antrenată de un motor electric de curent continuu, la tensiunea de 24 V.

Cutia electrică de alimentare realizează redresarea curentului alternativ, transformarea tensiunii și varierea continuă a turației de lucru, în limite foarte largi (de la 40 ... 1400 rot/min).

Realizată conform schemei din figura 5, mașina execută lepuirea sau rodarea prin mișcări circulare alternative. Schimbarea poziției relative între sculă și piesă se realizează manual, prin rotirea mașinii față de piesă. Greutatea redusă permite folosirea manuală.

Pentru rodare, în locul plăcilor de fontă, se folosesc direct ventilele armăturilor.

Mașină pneumatică de finisat și lepuit

S-a proiectat și executat în două mărimi, pentru a asigura, în principal, finisarea cu discuri abrazive a inelelor de etanșare de la corpuri de robinete P_n (16 ... 64) cu D_n (250 ... 600 mm).

Se obțin suprafețe de etanșare foarte bune, pentru parametrii de lucru și cuplurile de materiale folosite la aceste robinete. Prin înlocuirea elementului activ, cu o placă de fontă, se realizează la nevoie și lepuirea.

Realizată conform schemei din figura 6, mașina execută finisarea inelelor (de etanșare) ale robinetelor prin fixarea sa pe flanșele de legătură ale corpului.

Acționarea se realizează prin cilindri pneumatici, conform schemei din figura 7 și conferă mașinii gabarit constructiv mic și manevrabilitate ușoară.

Mișcarea activă obținută este, circular, alternativă, cu avans unghiular, favorabilă pentru scopul propus. Construcția și modul de funcționare permit ca aceste ultime două mașini să fie utilizate în orice șantier sau instalație (la reparații).

Eficiența acestor mașini și dispozitive se concretizează în reducerea timpului de execuție a finisării inelelor de etanșare conform tabelului 3 :

Tabelul 3

Mașina sau dispozitivul	Reducerea timpului de execuție
1. Mașina de lepuit tip R1 și R2	de 2 ... 3 ori la inox, de 4 ... 5 ori la aliaj dur
2. Dispozitiv de lepuit tip DLC	de 4 ... 6 ori la aliaj dur
3. Mașina portabilă de lepuit și rodat tip R	de 3 ... 4 ori la inox, de 4 ... 6 ori la aliaj dur
4. Mașină pneumatică de finisat și lepuit	de 1,5 ... 2,5 ori la inox.

CZ : 665.5.002.5

Contribuții privind comportarea la oboseală a prăjinilor de foraj cu racorduri sudate pentru foraj de mare adîncime

Prof. dr. doc. ing. D. **RAȘEEV,** conf. dr. ing. Vlad **ULMANU** Institutul de petrol și gaze Ploiești
Ing. Al. **NICOLESCU** I.C.S.I.T.P.S.C. București

Prezentarea problemei

În cadrul lucrării s-au cercetat prăjinile de foraj cu racorduri sudate de fabricație indigenă, avînd dimensiunea 127 mm (5 in) executate în conformitate cu STAS 8038/1—75 „Prăjini de foraj pentru racorduri sudate clasele de rezistență D, E și G—105 — Dimensiuni". Prăjinile de foraj au fost executate de Întreprinderea „Republica", cercetîndu-se clasele de rezistență, D, E, G—105 și S—135. În cadrul programului de cercetări s-au efectuat :

1. cercetări metalurgice asupra oțelurilor utilizate privind compoziția chimică, punctajul incluziunilor nemetalice, mărimea grăuntelui de austenită și microstructura ;

2. cercetarea caracteristicilor mecanice și de oboseală a oțelurilor, determinate pe epruvete prelevate din corpul prăjinilor de foraj ;

3. cercetarea rezistenței la oboseală a prăjinilor de foraj de dimensiuni reale pe standul de încercări din dotarea I.P.G. Ploiești. Aceste încercări s-au efectuat prin metoda încercării progresive în trepte (Locati)

Tabelul 1

Diametrul nominal mm	inch	Gros. peretelui mm	Varianta constructivă	Diam. interior	Clase de rezistență	Marca oțelului
127	5	9,19	IE I	108,6	D	OLT 65
127	5	9,19	IE I	108,6	E	43MoM16
127	5	9,19	IE I	108,6	G-105	40 VMoMC0
127	5	9,19	IE I	108,6	S-135	30MoCN20

folosind pentru calculul rezistenței la oboseală curbele Wöhler ridicate pe epruvete prelevate din corpul pieselor supuse analizei.

Prăjinile de foraj supuse cercetărilor sînt prezentate în tabelul [1] 1.

Cercetări metalurgice privind oțelurile folosite la fabricarea prăjinilor de foraj

Compoziția chimică. Rezultatele analizei chimice cantitative efectuate pentru toate prăjinile de foraj supuse cercetărilor sînt prezentate în tabelul 2.

În tabelul 3 se prezintă compoziția chimică și caracteristicile mecanice recomandate de STAS 8185/1968, STAS 791/66, API Std 5A și 5AX și caietul de sarcini al Intreprinderii „Republica".

Din compararea analizei chimice reale (tabelul 2) cu cea prescrisă (tabelul 3) rezultă următoarele :

— la prăjinile de foraj grad D, procentul de carbon admis este depășit la proba 1, iar procentul de siliciu este sub limita admisă la 2 prăjini, prăjinile conțin cantități de aluminiu, probabil rezultat la operația de dezoxidare ;

Tabelul 2

Cl. de rezist.	Marca oțelului	Norma de fabricație	Compoziția chimică									
			C	Si	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo	Al	V
D	OLT 65	STAS 8185-68	0,51... 0,50	0,18 0,38	0,75... 0,78	0,028 0,030	0,029... 0,030	—	—	—	0,017... 0,018	—
E	43MoM16	STAS 8185-68	0,40	0,33... 0,39	1,52... 1,58	0,003	0,010... 0,016	—	—	0,23... 0,25	—	—
G-105	40VMoMC07	Caiet de sarcini	0,44... 0,47	0,14.. 0,17	1,02... 1,06	0,018 0,026	0,011 0,012	0,73 0,74	— —	0,30 0,30	0,026... 0,028	0,18 0,19
S 135	30MoCN20	STAS 791-66	0,35.. 0,36	0,23	0,37... 0,39	0,009.. 0,011	0,026... 0,029	2,04 2,05	1,94 1,95	0,22... 0,24	0,018 0,019	— —

Tabelul 3

Clasa de rezist.	Marca oțelului	Norma de fabricație	Compoziție chimică									Caracteristici mecanice			
			C	Si	Mn	S max	P max	Cr	Ni	Mo	V	*Rc* daN/mm²	*Rm*[1] daN/mm²	*A2"* (AS) [2] %	KCU_2 [3] daJ/cm²
D	OLT 65	STAS 8185-68	0,42-0,50	0,22-0,40	0,70-1,00	0,045	0,040	—	—	—	—	38,7 min	66,8 min	18,5	—
E	43MoM16	STAS 8185-68	0,40-0,46	0,15-0,35	1,50-1,70	0,040	0,040	—	—	min 0,16	—	52,7--73,8 (56)	min 70,3 (71)	17,5 (13)	6
G-105	50VMoNC07	Caiet de sarcini	0,37-0,45	0,15-0,35	0,90 1,20	0,040	0,040	0,55-0,85	—	0,25-0,40	0,15-0,25	73,8-94,9	min 80,8	15	—
S-135	30MoCN20	STAS 791-66	0,26-0,34	0,17-0,37	0,30-0,60	0,040	0,040	1,8-2,1	1,8-2,1	0,2 0,35	—	94-116	min 101,9	11,5	—

1) Valori conform specificațiilor API 5A și API 5 AX, iar valorile din paranteze conform STAS 8185—68.
2) Alungire minimă corespunzătoare lungimii de 2 in (50,8 mm) între repere exprimată în procente.
3) Conform STAS 8185—68.

— la prăjinile grad E, la proba 6 conținutul de siliciu depășește limita admisă ;

— la prăjinile grad G 105, la proba 9, conținutul de carbon maxim admis este depășit, iar conținutul de siliciu este sub limita admisă ;

— la prăjinile de foraj grad S 135 producătorul recomandă prin normele interne materialele 35 Mo M 14 (caiet de sarcini) sau 36 Mo C N 10 conform STAS 791/1966.

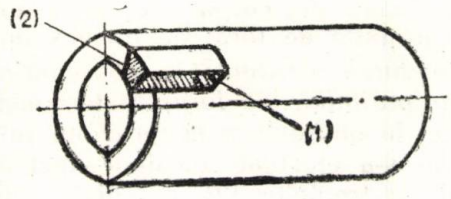


Fig. 1 Mod de prelevare a probelor din corpul prăjinii la analiza punctajului incluziunilor nemetalice (1) și a grăuntelui de austenită (2).

Din analiza compoziției chimice rezultă că oțelul utilizat corespunde mărcii 30 Mo C N 20, STAS 791/1967, avînd procentul de carbon ușor depășit, iar procentul de molibden puțin sub limita admisă.

Incluziuni nemetalice. Punctajul incluziunilor nemetalice s-a determinat conform STAS 5946/1965 pe cîte trei probe din fiecare calitate de material, probele fiind în prealabil călite pentru evitarea înglobării, la lustruire, a particulelor străine. S-a analizat suprafața probei corespunzătoare unei secțiuni longitudinal-axiale conform STAS 4203/1974 (suprafața 1, fig. 1).

Punctajul incluziunilor nemetalice este prezentat în tabelul 4. Se constată că punctajul incluziunilor nemetalice este ridicat și oțelurile sînt comparabile din acest punct de vedere.

Mărimea grăuntelui de austenită. Punerea în evidență a grăuntelui de austenită s-a făcut folosind metoda prin oxidare conform STAS 5490—1971, la o temperatură de încălzire de 880°C. Punctajul grăuntelui de austenită este prezentat în tabelul 5. Se constată că oțelurile au granulație fină.

Microstura prăjinilor de foraj. Microstructura prăjinilor de foraj este prezentată în figura 2, pentru toate categoriile de prăjini supuse experimentărilor.

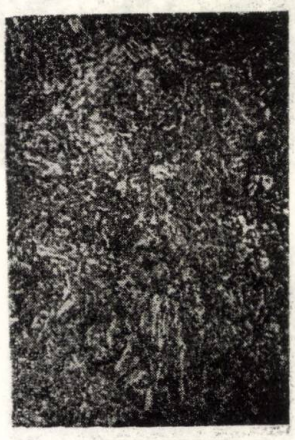


Fig. 2

a) OLT 65 – ferită + perlită (500×) ; b) 43 Mo M 16 — sorbită grosolană (500×) ; c) 40 V Mo M C O 7 — sorbită grosolană (500×) ; d) 30 Mo C N 20 — sorbită (500×).

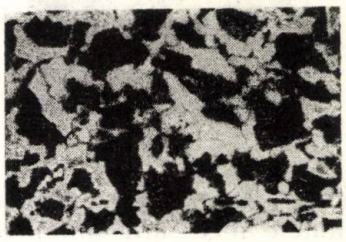


Fig. 2*a*

Tabelul 4

Marca oțelului	Tip prăjină	Punctajul maxim pe tip de incluziuni				Suma punctaj pe același cîmp
		Sulfuri	Oxizi	Silicați	Nitruri	
OLT 65	5"-IEI	—	2	4	—	peste 5
43MoM16	5"-IEI	—	2	4	—	peste 5
40VMoMC07	5"-IEI	—	2	4	—	peste 5
30MoCN20	5"-IEI	—	2	4	—	5

Cercetarea caracteristicilor mecanice ale prăjinilor de foraj

Încercarea la tracțiune s-a efectuat conform STAS 6718—76. Încercarea la tracțiune

Tabelul 5

Marca oțelului	Tip prăjină	Punctajul grăuntelui
OLT 65	5" - IEI	9 — 9 — (9 — 10)
43MoM16	5" - IEI	9 — 10 — 10
40VMoMC07	5" - IEI	9 — 10 — 10
30MoCN20	5" - IEI	10 — 10 — (9 — 10)

a țevilor folosind epruvete plate conform API, cu lățimea nominală de 25,4 mm și

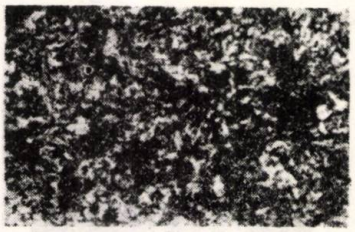


Fig. 2*b*

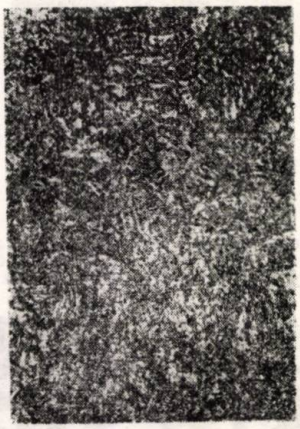


Fig. 2*c*

38,1 mm ($1^1/_2$") și lungimea inițială 50,8 mm (2"). Rezultatele încercării sînt prezentate în tabelul 6.

7,5 mm (KCU 300/2/7,5). Rezultatele sînt prezentate în tabelul 7, ca medie a trei determinări.

Cercetarea rezistenței la oboseală, la încovoiere alternant simetrică a prăjinilor de foraj

Cercetarea rezistenței la oboseală σ_{-1} pentru ciclul alternant simetric s-a efectuat pentru fiecare calitate de material atît pe epruvete decupate din corpul prăjinii de foraj, cît și pe prăjinile de foraj de dimensiuni reale.

Cercetarea rezistenței la oboseală a materialului prăjinilor de foraj. Determinarea rezistenței la oboseală a materialelor prăjinilor de foraj s-a efectuat folosind metoda secvențială a treptelor [2], utilizînd cîte zece epruvete solicitate în jurul rezistenței la oboseală și prelucrînd statistic rezultatele. Numărul de cicluri de bază s-a considerat 10^7. Calculul rezistenței la oboseală, după metoda menționată, a permis determinarea valorilor rezistenței la oboseală pentru diferite probabilități de rupere (50%, 10% și 90%).

Pentru determinarea alurii curbei Wöhler în domeniul durabilităților limitate, s-au solicitat cîte cinci epruvete corespunzător la două valori ale efortului unitar, interpretîndu-se statistic valorile durabilităților obținute (N).

Tabelul 6

Tip prăjină	Calitate oțel	Tip epruvetă	Sect. epruv.	Caracteristici mecanice			Obs.
				Rm daN/mm²	*Rc* daN/mm²	A 2" %	
5" - IEI	OLT 65	Plată API $b_0 = 38,1$	356,6	70,09	65,76	31,05	4 porbe
5" - IEI	43 Mo M 16	Plată API $b_0 = 38,1$	356,6	75,0	64,37	27	2 probe
5" - IEI	40VMoMC07	Plată API $b_0 = 38,1$	356,6	102,8	84,72	31,16	3 probe
5" - IEI	30 Mo CN 20	Plată API $b_0 = 25,4$	235,2	121,60	80,35	18,5	3 probe

Comparînd caracteristicile mecanice obținute cu cele prescrise (tabelul 3) se constată că ele sînt corespunzătoare pentru toate calitățile de materiale [3].

Încercarea de încovoiere prin șoc s-a efectuat pe epruvete cu crestătură în „U" și cu crestătură în „V" pentru fiecare calitate de material, folosind epruvete subțiri de lățime

Tabelul 7

Marca oțelului	Tipul prăjinii	*KCU* 300/2/7,5 daJ/cm²	*KCV* 300/2/7,5 daJ/cm²
OLT 65	5" - IEI	5,59	3,33
40VMoMC07	5" - IEI	4,91	1,69
30MoCN20	5" - IEI	5,46	1,57

Metodologia utilizată a permis creşterea preciziei de determinare a comportării la oboseală a materialului prăjinilor de foraj, dar a necesitat creşterea numărului de epruvete încercate (minimum 20).

Curbele Wöhler pentru oţelurile cercetate sînt prezentate în figurile 3 (pentru oţelul 43 Mo M 16) şi 4 (pentru oţelul 40 Mo M C O 7). Pentru oţelul OLT 65, s-a determinat rezistenţa la oboseală, dar nu s-a putut ridica

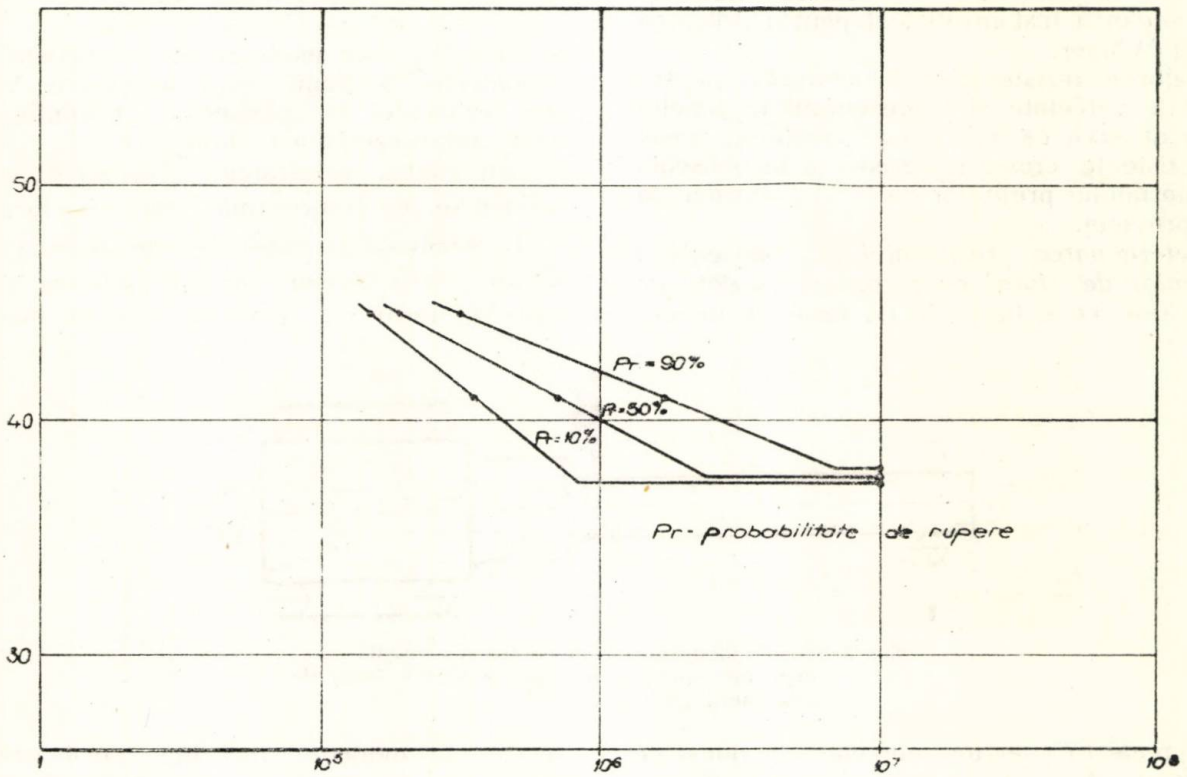


Fig. 3 Curba Wöhler pentru oţelul 43 Mo M 16 (grad E).

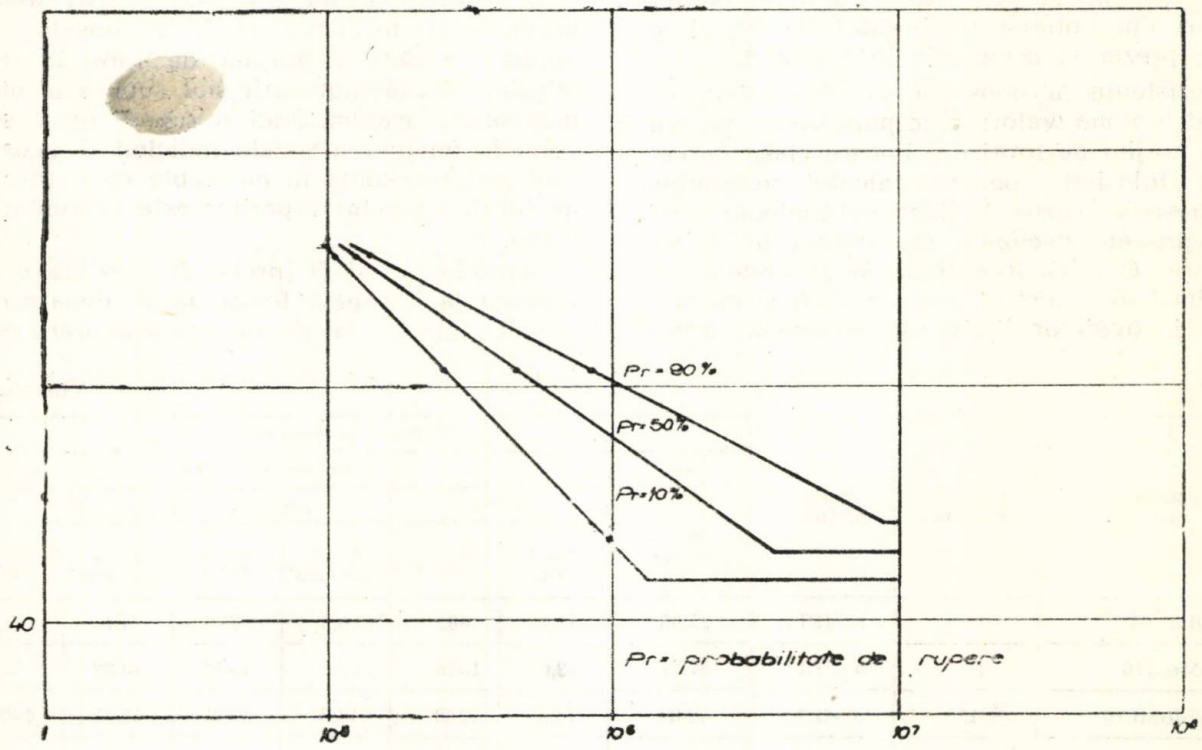


Fig 4 Curbe Wöhler pentru oţelul 40 VMoMC07 (grad G-105).

curba Wöhler deoarece epruvetele solicitate la eforturi mari se îndoaie şi nu se rup. Pentru oţelul 30 Mo C N 20, s-a determinat rezistenţa la oboseală folosind un număr mare de epruvete, deoarece au apărut împrăştieri mari ale rezultatelor; ca urmare numărul epruvetelor a fost insuficient pentru ridicarea curbei Wöhler.

Valorile rezistenţelor la oboseală pentru oţelurile cercetate sînt prezentate în tabelul 8. Se observă că, odată cu creşterea clasei de rezistenţă, creşte şi rezistenţa la oboseală a materialului prăjinilor de foraj (determinată pe epruvete).

Determinarea rezistenţei la oboseală a prăjinilor de foraj cu racorduri sudate de dimesiuni reale. Prăjinile de foraj de dimensiuni reale (5") au fost cercetate la oboseală la ciclul alternant simetric, prin metoda încercării cu sarcina progresivă în trepte (Locati), folosind în acest scop . standul de încercări din dotarea Institutului de Petrol şi Gaze, prezentat schematic în figura 5.

Rezistenţa la oboseală s-a determinat ca medie a două valori corespunzătoare pentru două prăjini de foraj din fiecare clasă de calitate, folosind pentru, calculul rezistenţei la oboseală, curba Wöhler determinată pentru epruvete decupate din corpul prăjinilor de foraj G—105. Rezistenţa la oboseală s-a exprimat atît ca efort unitar σ_{-1}, cît şi ca moment încovoietor limită de oboseală, determinate pentru secţiunea în care s-a produs ruperea. Raportul între rezistenţa la oboseală şi momentul încovoietor limită de oboseală a dat relaţia:

$$M_{i_{-1}} = \sigma_{-1} \cdot W_p$$

în care W_p este modulul de rezistenţă corespunzător secţiunii reale de rupere. Valorile rezistenţei la oboseală a prăjinilor de foraj sînt prezentate în tabelul 8.

Din analiza rezultatelor prezentate în tabelul 8 se pot trage următoarele concluzii:

1. rezistenţa la oboseală reprezintă un indicator foarte sensibil privind calitatea prăjinilor de foraj cu racorduri speciale sudate, scoţînd în evidenţă, mai bine decît oricare altă încercare, defectele de material şi de execuţie.

2. încercarea efectuîndu-se la extremitatea prăjinilor de foraj (ca grindă în consolă), îmbinarea sudată şi prăjina de foraj în zona imediat vecină îngroşării sînt supuse la efort încovoietor maxim. Nici o rupere nu a survenit în îmbinarea sudată indicînd că aceasta este mai rezistentă în ansamblu decît prăjina de foraj. Aspectul ruperilor este prezentat în figura 6;

3. prăjina grad D (proba 5) prezintă o rezistenţă la oboseală foarte mică, deoarece a avut la interior un riz de la debavurare care

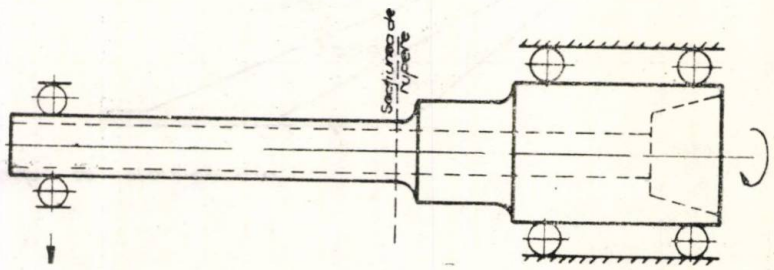


Fig. 5 Schema standului de încercare la oboseală a racordurilor speciale şi a prăjinilor de foraj de dimensiuni reale.

Tabelul 8

Marca oţelului	Clasa de rezistenţă	Tipul prăjinii	Rezistenţa la oboseală						
			Oţel	Prăjină de foraj					
				Proba 1		Proba 2		Media	
			$\sigma - 1$ daN/mm²	$\sigma - 1$ daN/mm²	Mi - 1 daNm	$\sigma - 1$ daN/mm²	Mi - 1 daNm	$\sigma - 1$ daN/mm²	Mi - 1 daNm
OLT 65	D	5"-IEI	27,98	4,7	482	0,3	35	4,7	482
43MoM16	E	5"-IEI	37,78	12,6	1358	13,8	1360	13,22	1359
40VMoMC07	G-105	5"-IEI	42,84	15,9	1488	14,6	1366	15,25	1427
30MoCN20	S-135	5"-IEI		8,9	878,6	8,4	829,3	8,65	854

a condus la un concentrator de tensiune și la micșorarea grosimii peretelui în zona ruperii cu circa 4 mm, ruperea amorsîndu-se în zona refulată și continuînd în prăjină (fig. 6, b);

4. prăjinile de foraj G-105 au prezentat o rezistență la oboseală foarte mare, distrugerea prăjinilor survenind nu prin rupere la oboseală în secțiunea de rupere (fig. 5), ci prin amorsarea unei crăpături sub rulmentul de aplicarea sarcinii. Ca rezultat al încercării, se determină rezistența minimă la oboseală corespunzătoare secțiunii obișnuite de rupere (pusă în evidență la toate ruperile prăjinilor încercate, vezi fig. 6);

5. rezistența la oboseală determinată pe epruvete este superioară aceleia determinată pentru ansamblul prăjinii de foraj;

6. rezistența la oboseală a prăjinilor de foraj G — 105 este superioară prăjinilor din clasa S-135, în limitele încercărilor efectuate. Se menționează că lotul actual încercat de prăjini G—105 a prezentat rezistența mecanică și la oboseală mult mai mare decît în cadrul cercetărilor anterioare [4].

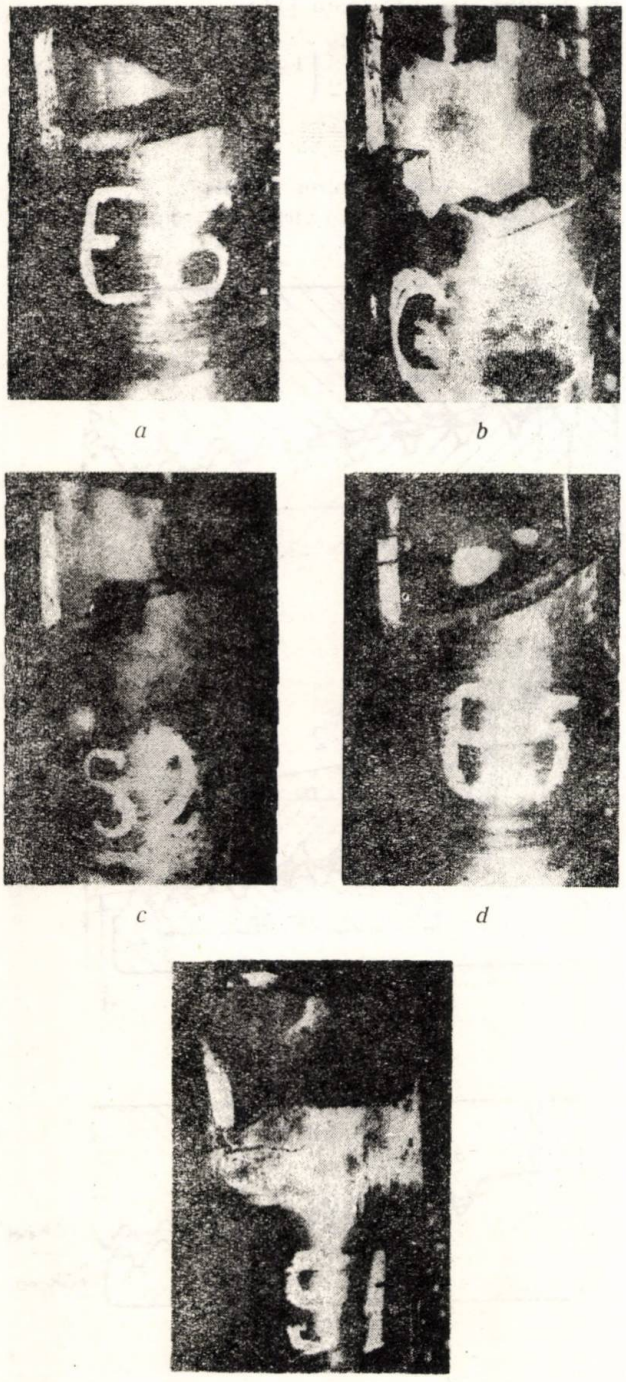


Fig. 6 Aspectul ruperilor prăjinilor de foraj.
a) grad D, proba 1; b) grad D, proba 2; c) grad G - 105, suprafața de rupere sub rulmentul de aplicare a sarcinii; d) grad S - 135, proba 1; e) grad S - 135, proba 2.

CONCLUZII

1. În cadrul lucrărilor s-au cercetat complex prăjinile de foraj de dimensiuni 5 în IEI clasele de rezistență D, E, G 105, și S 135. Cercetările s-au efectuat sub aspect metalurgic al caracteristicilor fizico-mecanice și cercetării la oboseală pe epruvete și pe piese reale.

2. Cercetările metalurgice au arătat că oțelurile prăjinilor de foraj se încadrează în limitele prescrise, cu foarte mici abateri menționate la capitolele respective. Punctajul incluziunilor nemetalice este ridicat oțelurile fiind relativ impure; oțelurile au un grăunte de austenită foarte fin.

Cercetarea caracteristicilor mecanice a scos în evidență, pentru prăjinile de foraj, că acestea sînt conforme prevederilor API std. 5 AX și prevederilor standardizate în țara noastră.

4. Rezistența la oboseală reprezintă un indicator foarte sensibil asupra comportării în exploatare a pieselor cercetate, cît și asupra respectării tehnologiei de execuție. Se constată că rezistența la oboseală determinată pe epruvete este crescătoare odată cu creșterea clasei de rezistență a prăjinilor de foraj, fiind comparabilă pentru clasele de rezistență G—105 și S—135. Încercările prăjinilor de foraj de dimensiuni reale au scos în evidență că prăjinile grad G—105 au avut o rezistență la oboseală superioară prăjinilor S 135. Acest lucru se explică prin faptul că lotul de prăjini G—105 experimentat a prezentat caracteristici mecanice mult superioare altor prăjini cercetate pînă în prezent, dovedind o oarecare inconstanță în realizarea tratamentului termic. Toate ruperile au survenit la prăjina de foraj, ceea ce indică faptul că îmbinarea sudată este bine realizată și tratată termic corespunzător.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * : Contracte cercetare ICPTSC — I.T.Republica 1977, 1978

[2] *Cioclov, D.:* Rezistență și fiabilitate la solicitări variabile. Ed. Facla, 1977.

[3] *Mantell, C. L.:* Engineering Materials Handbook, Graw — Hill, 1959.

[4] *Rașeev, D., Ulmanu, V., Nicolescu, Alex.:* Contribuții la studiul prăjinilor de foraj cu racorduri sudate. Metalurgia, 29, 1979, nr. 9.

CZ : 665.5.002.5

Cercetări privind precizia filetelor de la sapele cu trei conuri

Conf. dr. ing. Vlad **ULMANU**, prof. dr. doc. ing. D. **RAȘEEV** Institutul de petrol și gaze Ploiești

Execuția și controlul îmbinărilor garniturii de foraj sînt reglementate de STAS 9137—72. Îmbinări cu umăr pentru garnitura de foraj și STAS 835—73. Calibre conice filetate pentru verificarea îmbinărilor cu umăr ale garniturilor de foraj, ambele standarde corespunzătoare normei API Std. 7.

În principiu, erorile evidențiate la verificarea îmbinărilor filetate cu umăr pot apare datorită impreciziei produsului, impreciziei calibrelor de control cît și nerespectării tehnologiei corecte de control.

În lucrare se cercetează influența abaterilor elementelor filetului produsului și calibrului asupra distanței de strîngere la control, cu aplicații la sapele de foraj.

În literatura de specialitate lipsesc indicațiile privind fundamentarea analitică a abaterilor elementelor filetului, acceptîndu-se abaterile limită propuse de A.P.I., probabil pe baza generalizării experienței acumulate într-o perioadă îndelungată de timp, prezentate în tabelul 1.

Abaterile elementelor îmbinării filetate

Înșurubarea corectă a filetelor cepului și mufei se asigură prin limitarea dimensiunilor conturului filetului pe toată lungimea de înșurubare.

Nerespectarea conturului teoretic al filetului poate proveni de la erorile pasului filetului Δp ale conicității diametrului mediu Δk, ale unghiului profilului filetului $\Delta\beta$ și ale înălțimii spirei filetului.

În cazul în care apar abateri ale elementelor filetului, pentru a fi posibilă înșurubarea corectă este necesară o corecție a diametrului mediu al filetului, care conduce la compensarea axială a abaterilor.

Abaterile pasului mufei. Pentru a fi posibilă înșurubarea pieselor cu abateri de pas, cu respectarea distanței de strîngere, este necesar ca abaterea pasului Δp să fie compensată de o diferență pozitivă Δdp între diametrele medii ale cepului și mufei, fie prin mărirea diametrului mediu al filetului mufei, fie prin micșorarea diametrului mediu al filetului cepului (fig. 1 a, b).

Mărimea Δdp se numește compensarea diametrală a erorii de pas.

Valoarea compensării diametrale a abaterii de pas are expresia [1]:

$$\Delta dp = \Delta p \cdot \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2}\left(1 - \operatorname{tg}^2 \frac{\beta}{2} \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha\right), \qquad (1)$$

în care:

$\beta = 60°$ — unghi spirei filetului;

α — semiunghiul la vîrf al conului filetului ($k = 1/6$).

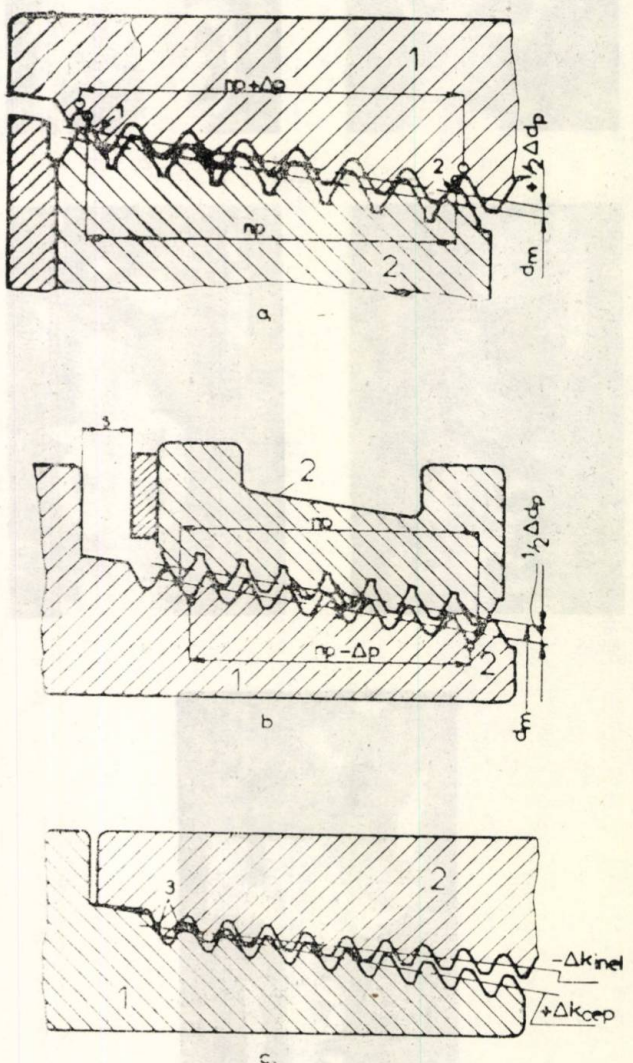


Fig. 1

Abaterile la conicitate. La filetele conice, abaterile la conicitate, prescrise în corpul pieselor, micșorează influența abaterilor pasului asupra îmbinării.

În figura 1 (a și c) se prezintă situația compensării erorilor pasului filetului prin deplasarea spre exterior a spirelor filetului mufei (punctul n trece în n'), ca urmare a abaterii de la conicitate a mufei. Deplasarea radială a punctelor diametrului mediu al filetului datorită abaterilor de conicitate este progresivă, avînd valoarea minimă în planul de măsurare și valoarea maximă la dimetrul mic al conului.

Deplasarea radială maximă a diametrului mediu datorită abaterilor de conicitate Δk se determină cu relația :

$$\Delta d_k = 1 \cdot \Delta k \qquad (2)$$

în care :

l — este lungimea filetată ;
Δk — abaterea la conicitate.

Abaterile semiunghiului profilului. Diferența dintre semiunghiul flancurilor filetului mufei și al cepului conduce la o diferență pozitivă corespunzătoare $\Delta d\beta$ între diametrele medii ale mufei și cepului. În figura 2 se

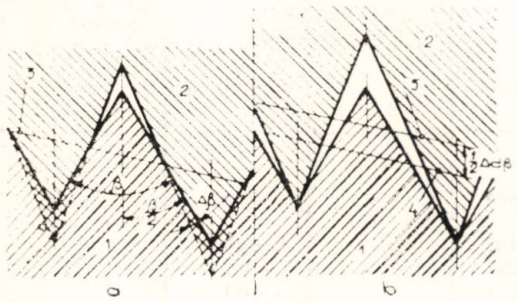


Fig. 2

se prezintă îmbinarea avînd abateri la filetul mufei, necesitînd o compensare diametrală $\Delta d\beta$, (fig. 2b).

Ținînd seama de factorii tehnologici care generează abateri la semiunghiul flancurilor (geometria cuțitului de strung și poziția acestuia în raport cu axa piesei), rezultă că abaterile semiunghiului flancurilor își vor păstra mărimea și sensul pe toată lungimea filetată (constante).

Valoarea compensării diametrale a erorii la jumătatea unghiului profilului se determină cu relația [1] :

$$\Delta d\beta = \frac{0{,}291 t_2}{\sin^2 \beta} \left[\frac{\cos(\beta - \alpha)}{\cos(\beta + \alpha)} |\Delta\beta_{st}| + \frac{\cos(\beta + \alpha)}{\cos(\beta - \alpha)} |\Delta\beta_{dr}| \right] \quad [\mu m] \qquad (3)$$

în care :

t_2 este înălțimea de lucru a profilului, [mm] ;
β_{st}, β_{dr} — semiunghiurile din stînga, respectiv din dreapta, ale flancurilor spirei, în minute ;
α — semiunghiul vîrfului conului, în grade.

Pentru filetul 6 5/8"N, considerînd abaterile limită ale elementului filetului prezentate în tabelul 1, rezultă valorile compensărilor diametrale prezentate în tabelul 2.

Se observă că este posibilă compensarea erorilor pasului prin valoarea și modul de prescriere a abaterii la conicitate, iar eroarea maximă la pas conduce la necesitatea unei compensări diametrale de circa 2,7 ori mai mare decît eroarea maximă a semiunghiului flancurilor.

Abaterile diametrului mediu al filetului. Abaterile diametrului mediu al filetului, d, conduc la modificarea distanței de strîngere. Aceste abateri sînt însă sesizate la operația de ajustare a umărului sapei (realizarea distanței de strîngere) și astfel sînt eliminate.

Influența abaterilor elementelor filetului asupra distanței de strîngere, la controlul cu calibre al filetelor sapelor de foraj

Determinarea analitică a influenței abaterilor elementelor filetului asupra distanței de strîngere are la bază următoarele ipoteze :

— erorile pasului și ale semiunghiului profilului pot fi parțial sau total compensate de abaterile de la conicitate ;

— erorile diametrului mediu nu se evidențiază în mod distinct, deoarece influența lor asupra distanței de strîngere este luată în considerație astfel : pentru produs la operația de ajustare a umărului (cu realizarea distanței de strîngere), iar pentru calibru — la operația de ajustare a calibrelor de lucru între ele cît și la etalonarea calibrului de lucru față de calibrul de referință ;

— eroarea de conicitate este constantă pe toată lungimea filetată, valoarea abaterii diametrale fiind funcție de lungimea de calcul. Deoarece abaterile pasului la produs se prescriu pe 25,4 mm și pe toată lungimea filetată, calculele abaterilor diametrale datorate conicității se vor efectua în două variante, corespunzător lungimilor 25,4 mm și întregii lungimi filetate ;

— operația de ajustare a umărului filetului se face folosind un calibru de lucru oarecare ;

— se consideră calibrul de referință ca avînd profilul teoretic.

Asamblarea unui produs (sapă de foraj) cu un filet de profil teoretic. Cercetarea efectului abaterilor elementelor filetului sapei asupra distanței de strîngere la înfiletarea cu un filet cu profilul teoretic prezintă numai un interes restrîns, deoarece, indiferent de erorile elementelor filetului, la operația de

Abaterile limită ale elementelor filetului 6 5/8"N

Tabelul 1

Abateri limită	STAS 9137–72 și 835–73		API Spec. 7 Aprilie 1978 (dimensiuni în sist. metric)		OBSERVAȚII
	la produs	la calibru	la produs	la calibru	
La pasul filetului pe 25,4 mm pe toată lungimea filetului	— ±0,04 ±0,12	±0,017	±0,0381 ±0,114	±0,01778	Conf. A.P.I., Specificația 7, toleranțele nu se aplică la filetele sapelor de foraj
La conicitate la filetul cepului la filetul mufei	+0,25% 0 0 —0,25%	+0,010% 0 —0,010% —0,030%	+0,25% 0 0 —0,25%	+0,01524% 0 —0,01016% —0,04064%	
La jumătatea unghiului profilului la filetul cepului la filetul mufei	±30' ±45'	± 7' ± 15'	lipsește	±7' ±15'	
La planeitatea și perpendicularitatea umerilor de contact față de axa filetului.	0,05	lipsește	0,0508	lipsește	
La pas pe 25,4 mm pe toată lungimea filetului	cep inel ±0,04 ±0,12	±0,010 ±0,017	±0,0381 ±0,1143	±0,01016 ±0,01778	Conf. A.P.I., Specificația 7, toleranțele nu se aplică la filetele sapelor de foraj
La diametrul flancurilor în planul de măsurare, la calibrul tampon	lipsește	± 0,010		± 0,01016	
La distanța de strîngere între calibrele de referință sau între calibrele de lucru — între calibrul de referință și calibrul de lucru — între calibrul de lucru și produsul cep	— — —	± 0,023 ± 0,102 + 0,254 — 0,127		± 0,0254 ± 0,1016 + 0,254 — 0,127	

ajustare a umărului îmbinării se realizează valoarea prescrisă a distanței de strîngere. Deoarece, independent de valoarea abaterilor elementelor filetului, prelucrarea umărului se face la valoarea distanței de strîngere, rezultă că abaterile filetului influențează numai mărimea adaosului de prelucrare la ajustarea umărului. Filetul sapei va fi acceptat ca bun dacă după ajustare distanța de strîngere va fi în limitele $15{,}875^{+\,0{,}254}_{-\,0{,}127}$.

Compensarea axială a erorilor elementelor filetului are expresia :

$$\Delta_{ax} = \frac{1}{k}\left(a_1 |\Delta_p| - 1 \cdot |\Delta k| + a_2 \left|\Delta \frac{\beta_{st}}{2}\right| + a_3 \left|\Delta \frac{\beta_{dr}}{2}\right|\right), \qquad (4)$$

în care : a_1, a_2 și a_3 sînt coeficienți de determinare a compensării diametrale a erorilor de pas și semiunghi.

Calculul numeric se efectuează considerînd valorile extreme ale abaterilor pentru

Compensările diametrale ale abaterilor elementelor filetului 6 5/8"N

Tabelul 2

Elementul filetului	Simbolul compensării	Expresia compensării	Valoarea numerică (mm)
pas	Δd_p	$1{,}728\ \Delta p$	0,207
conicitate	Δd_k	$1 \cdot \Delta k$	0,253
semiunghi	Δd_β	$1{,}389\,\lvert\Delta\beta_{st}\rvert + 1{,}146\,\lvert\Delta\beta_{dr}\rvert$	0,076

cele două moduri de prescriere a abaterii pasului : pe 25,4 mm și pe toată lungimea filetată.

Pe 25,4 mm rezultă :

— fără considerarea abaterii la conicitate $\Delta_{ax} = 0{,}871$ mm

— considerînd abaterea la conicitatea $\Delta_{ax} = 0{,}490$ mm ;

Pe toată lungimea filetată rezultă :

— fără considerarea abaterii la conicitate

$$\Delta_{ax} = 1{,}700 \text{ mm} ;$$

— cu considerarea abaterii la conicitate

$$\Delta_{ax} = 0{,}033 \text{ mm}$$

Compensarea axială a erorilor filetului considerate pe 25,4 mm variază în limitele 0,871 ... 0,490, avînd toleranța 0,381.

Se remarcă faptul că toleranța distanței de strîngere la verificarea filetului sapei cu calibrul conform STAS 835—73 și (API std. 7 este chiar 0,381 (vezi tab. 1).

Rezultă concluzia că **toleranța axială a operației de filetare a sapei este indentică cu toleranța strîngerii acceptată la control (standardizare).**

Toleranța pasului pe 25,4 mm este mai restrictivă decît cea pe toată lungimea filetată și, în consecință această toleranță trebuie prescrisă și verificată la sapele de foraj.

Asamblarea unui calibru de lucru cu un filet cu profil teoretic. Cercetarea influenței abaterilor elementelor filetului calibrului de lucru față de profilul teoretic ne conduce la determinarea analitică a împrăștierii distanței de strîngere la operația de filetare a calibrelor de lucru.

Compensarea axială a erorilor elementelor filetului calibrului are expresia dată de formula (4). Efectuînd calculul pentru valorile extreme ale erorii de conicitate, se obțin valorile :

Pe lungimea unui pas :

— pentru conicitatea maximă, $\Delta_{ax} = 0{,}400$ mm ;

— pentru conicitatea minimă $\Delta_{ax} = 0{,}389$ mm

Toleranța axială a operației de filetare a calibrelor de lucru este 0,01143 mm. Această conduce la concluzia că din cîmpul de toleranță acceptat pentru distanța de strîngere la controlul sapei cu calibrul (0,381 mm), circa o sutime de milimetru e ocupată de cîmpul de toleranță al calibrului.

Asamblarea a două calibre de lucru între ele. Cercetarea analitică a compensărilor axiale ale abaterilor elementelor filetului la asamblarea calibrelor tampon și inel prezintă puțin interes, deoarece, indiferent de erorile elementelor filetului, valoarea distanței de strîngere în limitele standardizate se realizează prin rectificarea plană a inelului de ajustare al calibrului inel. Rezultă deci că abaterile elementelor filetului tamponului sau inelului influențează numai mărimea adaosului de prelucrare la operația de ajustare a inelului.

Compensarea axială a erorilor elementelor filetului la asamblarea tamponului și inelului se determină cu relația (4), obținîndu-se o valoare minimă egală cu zero atunci cînd filetele nu prezintă erori și o valoare maximă atunci cînd erorile sînt semne contrare la filetele tamponului și inelului, iar conicitatea este la valoarea nominală atît la tampon, cît și la inel. Este totodată posibilă o compensare parțială a erorilor elementelor filetului în cazul apariției abaterilor la conicitate, la tampon și la inel.

Calculele compensărilor axiale ale erorilor filetelor pentru ipotezele prezentate, pe baza abaterilor standardizate din tabelul 1, conduc la următoarele rezultate :

— compensarea axială maximă (lungimea de calcul pentru abaterea pasului și conicității este un pas : $\Delta_{ax} = 0{,}683$ mm.

— în cazul în care abaterea la conicitate compensează parțial erorile celorlalte elemente : $\Delta_{ax} = 0{,}668$ mm.

Efectuînd calculele pentru toată lungimea filetată rezultă :

— considerînd eroarea de conicitate minimă : $\Delta_{ax} = 0{,}620$ mm.

— considerînd eroarea de conicitate maximă : $\Delta_{ax} = 0{,}353$ mm.

Asamblarea a două calibre de lucru cu unul și același produs. În mod curent, același filet al sapei este verificat cu mai multe calibre de lucru : de exemplu, la ajustarea umărului îmbinării (cu realizarea distanței de strîngere), la control, la recepție, etc.

Pentru determinarea mărimii împrăștierii distanței de strîngere la controlul uneia și aceleiași sape cu două calibre de lucru, simbolizate c_1 și c_2, se consideră asamblarea dintre fiecare calibru și filetul sapei și se determină analitic valorile distanțelor de strîngere $S^{(1)}$ și $S^{(2)}$.

Valoarea obținută la etalonarea fiecărui calibru inel în raport cu calibrul tampon de referință este $S_2^{(1)}$, respectiv $S_2^{(2)}$.

Față de poziția teoretică a planului umerilor, poziția planului de bază la fiecare din calibrele inel este dată de relațiile :

$$S^{(1)} = S_2^{(1)} + \frac{1}{k}\left\{a_1\left[(\pm\Delta p)_s - (\pm\Delta p)_{c_1}\right] - \right.$$

$$-1\left|\Delta k_s - \Delta k_{c_1}\right| + a_2\left[\left(\pm\Delta\frac{\beta_{st}}{2}\right)_s - \right. \quad (5)$$

$$\left. \left. -\left(\pm\Delta\frac{\beta_{st}}{2}\right)_{c_1}\right] + \right.$$

$$\left. + a_3\left[\left(\pm\Delta\frac{\beta_{dr}}{2}\right)_s - \left(\pm\Delta\frac{\beta_{dr}}{2}\right)_{c_1}\right]\right\};$$

$$S^{(2)} = S_2^{(2)} + \frac{1}{k}\left\{a_1[(\pm\Delta p)_s - (\pm\Delta p)_{c_2}] - \right.$$
$$-1\cdot|\Delta k_s - \Delta k_{c_2}| +$$
$$+\left|a_2\left(\pm\Delta\frac{\beta_{st}}{2}\right)_s - \left(\pm\Delta\frac{\beta_{st}}{2}\right)_{c_2}\right| + \quad (6)$$
$$\left. + a_3\left[\left(\pm\Delta\frac{\beta_{dr}}{2}\right)_s - \left(\pm\Delta\frac{\beta_{dr}}{2}\right)_{c_2}\right]\right\}$$

În relaţiile 5 şi 6, simbolul „s" reprezintă sapa de foraj, iar simbolurile „c_1" şi „c_2" reprezintă calibrele de lucru. Eroarea la conicitate, are loc compensarea erorilor celorlalte elemente ale filetului.

Mărimea împrăştierii valorilor efective ale distanţei de strîngere la verificarea uneia şi aceluiaşi produs cu două calibre de lucru se determină prin scăderea relaţiilor 5 şi 6, rezultînd :

$$\Delta S = \Delta S_2 + \frac{1}{k}\left\{a_1[(\pm\Delta p)_{c_2} - (\pm\Delta p)_{c_1}] - \right.$$
$$-1\cdot|\Delta k_{c_2} - \Delta k_{c_1}| +$$
$$+ a_2\left[\left(\pm\Delta\frac{\beta_{st}}{2}\right)_{c_2} - \left(\pm\Delta\frac{\beta_{st}}{2}\right)_{c_1}\right] + \quad (7)$$
$$\left. + a_3\left[\left(\pm\Delta\frac{\beta_{dr}}{2}\right)_{c_2} - \left(\pm\Delta\frac{\beta_{dr}}{2}\right)_{c_1}\right]\right\}$$

Pentru a determina valoarea maximă a împrăştierii distanţelor de strîngere,se vor considera la cele două calibre erorile elementelor filetului maxim admisibile, dar de semne contrare, iar pentru ΔS_2 valoarea toleranţei standardizate la asamblarea calibrului inel de lucru cu tamponul de referinţă (± 0,102, tabelul 1). Înlocuind în relaţia 7 valorile abaterilor la elementele filetului, conform tabelului 1, rezultă o împrăştiere minimă a strîngerilor în cazul în care filetul nu are erori, avînd chiar valoarea ΔS_2 şi o împrăştiere maximă, avînd valoarea $\Delta S = 1{,}001$ mm (conicitatea calculată pentru un pas).

Rezultă că împrăştierea maximă posibilă a valorilor efective ale strîngerii la verificarea aceluiaşi produs cu două calibre este 1,001 mm, iar împrăştierea efectivă posibilă a valorilor strîngerii faţă de valoarea de etalonare S_2 este 0,797 mm, dublă faţă de valoarea admisibilă (0,381 mm).

Efectuînd calculul (luînd în consideraţie abaterile de conicitate calculate corespunzător întregii lungimi filetate) se modifică numai termenul al doilea din paranteză şi rezultă :

$$\Delta S = 0{,}812 \text{ mm}$$

Asamblarea filetelor a două sape cu unul şi acelaşi calibru. Pentru determinarea mărimii împrăştierii distanţei de strîngere la controlul a două filete ale sapelor (produsului) notate „s_1" şi „s_2" cu un calibru de lucru, se consideră asamblarea dintre fiecare sapă şi calibrul de lucru şi se determină analitic valorile distanţelor de strîngere.

Valoarea obţinută la etalonarea calibrului inel de lucru, faţă de calibrul tampon de referinţă este S_2.

Faţă de poziţia teoretică a planului umerilor, poziţia planului de bază la controlul fiecărei sape este dată de relaţiile :

$$S^{1)} = S_2 + \frac{1}{k}\left\{a_1[(\pm\Delta p)_{s_1} - (\pm\Delta p)_c] - \right.$$
$$-1\cdot|\Delta k_{s_1} - \Delta k_c| +$$
$$+ a_2\left[\left(\pm\Delta\frac{\beta_{st}}{2}\right)_{s_1} - \left(\pm\Delta\frac{\beta_{st}}{2}\right)_c\right] + \quad (8)$$
$$\left. + a_3\left[\left(\pm\Delta\frac{\beta_{dr}}{2}\right)_{s_1} - \left(\pm\Delta\frac{\beta_{dr}}{2}\right)_c\right]\right\};$$
$$S^{(2)} = S_2 + \frac{1}{k}\left\{a_1[(\pm\Delta p)_{s_2} - (\pm\Delta p)_c] - \right.$$
$$-1\cdot|\Delta k_{s_2} - \Delta k_c| +$$
$$+ a_2\left[\left(\pm\Delta\frac{\beta_{st}}{2}\right)_{s_2} - \left(\pm\Delta\frac{\beta_{st}}{2}\right)_c\right] + \quad (9)$$
$$\left. + a_3\left[\left(\pm\Delta\frac{\beta_{dr}}{2}\right)_{s_2} - \left(\pm\Delta\frac{\beta_{dr}}{2}\right)_c\right]\right\}$$

Mărimea împrăştierii valorilor efective ale distanţei de strîngere la verificarea a două sape cu acelaşi calibru de lucru se determină prin scăderea relaţiilor (8) şi (9) rezultînd :

$$\Delta S = S^{1)} - S^{(2)} = \frac{1}{k}\left\{a_1[(\pm\Delta p)_{s_1} - (\pm\Delta p)_{s_2}] - \right.$$
$$-1\cdot|\Delta k_{s_1} - \Delta k_{s_2}| +$$
$$+ a_2\left[\left(\pm\Delta\frac{\beta_{st}}{2}\right)_{s_1} - \left(\pm\Delta\frac{\beta_{st}}{2}\right]_{s_2}\right] + \quad (10)$$
$$\left. + a_3\left[\left(\pm\Delta\frac{\beta_{dr}}{2}\right)_{s_1} - \left(\pm\Delta\frac{\beta_{dr}}{2}\right)_{s_2}\right]\right\}$$

Pentru determinarea valorii maxime a împrăştierii distanţelor de strîngere la controlul sapelor cu acelaşi calibru, se vor considera erorile filetelor sapelor maxim admisibile şi de semne contrare. Înlocuind în relaţia (10) valorile abaterilor elementelor filetului sapei, conform tabelului 1, rezultă :

— o valoare minimă a împrăștierii distanțelor de strîngere, sau egală cu zero, în cazul în care erorile elementelor filetului sînt nule ;

— o valoare maximă a împrăștierii distanțelor de strîngere ;

— pe 25,4 ; $\Delta S_{max} = 1{,}361$ mm

— pe toată lungimea filetată : $\Delta S_{max} = 1{,}734$ mm.

Cercetarea influenței reciproce a erorilor elementelor filetului calibrelor

Din analiza relațiilor de calcul prezentate, rezultă că, atît la asamblarea mai multor calibre cu filetul aceluiași produs (sapă de foraj), cît și la asamblarea aceluiași calibru cu mai multe îmbinări filetate (produse) este posibilă depășirea cîmpului de toleranță acceptat la recepție, chiar atunci cînd filetele produsului și calibrului prezintă erori în limitele admisibile.

Aceste situații sînt posibile numai în condițiile în care lipsește operația de etalonare a calibrelor de lucru, în raport cu calibrele de referință. Operația de etalonare introduce limitări suplimentare pentru erorile elementelor calibrelor de lucru, astfel încît abaterile limită admisibile, introduse în aplicațiile de calcul, nu pot avea practic valorile extreme.

La analiza influenței reciproce a erorilor elementelor filetului se au în vedere următoarele aspecte :

— influența erorilor elementelor filetului asupra erorii totale, la distanța de strîngere, este diferită, ponderea influenței fiind exprimată de coeficienții a_1, a_2, a_3 și de lungimea de calcul considerată la determinarea efectului erorii la conicitate (de exemplu, eroarea la pas influențează eroarea totală de circa 2,7 ori mai nefavorabil decît eroarea semiunghiului flancurilor) ;

— eroarea la conicitate poate compensa parțial erorile pasului și semiunghiului flancurilor, în special pentru spirale aflate spre vîrful conului, unde deplasarea diametrală este maximă.

Deoarece erorile elementelor filetului conduc, prin însumare, la modificarea distanței de strîngere, ele pot fi considerate ca elemente componente ale unui lanț de dimensiuni în care toleranța distanței de strîngere este elementul de închidere (ea rezultă ca o consecință a erorilor la elementele filetului).

Ținînd seama că întotdeauna erorile pasului și semiunghiului profilului conduc la creșterea distanței de strîngere, acestea sînt elemente măritoare, iar eroarea de conicitate, care conduce la reducerea distanței de strîngere, este element reducător. Lanțul de dimensiuni este reprezentat, schematizat în figura 3, indicele ax semnificînd erorile după o direcție paralelă cu axa filetului.

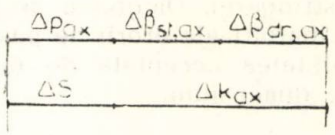


Fig. 3

Închiderea lanțului de dimensiuni trebuie să se realizeze în următoarele condiții restrictive :

$$\frac{1}{k}\left(a_1\Delta p + a_2\Delta\frac{\beta_{st}}{2} + a_3\Delta\frac{\beta_{dr}}{2} - 1\cdot\Delta k\right) = \begin{matrix}+0{,}254\\-0{,}127\end{matrix}$$

$$\Delta p \leqslant 0{,}034 \text{ mm}$$

$$\Delta\frac{\beta_{st}}{2} \leqslant 30' \qquad (11)$$

$$\Delta\frac{\beta_{dr}}{2} \leqslant 30'$$

$$\Delta k \leqslant 0{,}030\%.$$

Deoarece, prin însumarea elementelor măritoare, este depășită toleranța distanței de strîngere, problema rezolvării lanțului de dimensiuni constă în repartizarea toleranței distanței de strîngere elementelor componente, cunoscută sub denumirea de „problema inversă", care apare la proiectare.

Ținînd seama că erorile elementelor filetului se compensează reciproc, rezultă că există foarte multe combinații posibile între valorile acestora, care să satisfacă ecuația lanțului de dimensiuni, scrisă sub forma (4).

În scopul determinării combinațiilor posibile între erorile elementelor filetului care satisfac toleranța la distanța de strîngere, s-a elaborat un program de calcul pe baza următoarei scheme logice :

— s-au discretizat erorile elementelor filetului ;

— s-a menținut constantă valoarea unui element al filetului și s-au realizat toate combinațiile posibile prin permutarea tuturor valorilor celorlalte elemente ;

— s-a comparat toleranța elementului de închidere cu toleranța admisă la strîngere și s-au reținut numai combinațiile ce conduc la închiderea lanțului de dimensiuni ;

— s-a calculat procentul cazurilor de încadrare în cîmpul de toleranță.

Numărul combinațiilor realizate depinde de valoarea pasului de discretizare ales.

În figura 4 se prezintă variația probabilității de închidere a lanțului de dimensiuni cu eroarea la pasul filetului (s-a ales variația pasului filetului ca fiind elementul ce exercită cea mai puternică influență asupra distanței de strîngere). Diagrama permite stabilirea unor limitări ale erorii de pas în funcție de probabilitatea acceptată de neînchiderea lanțului de dimensiuni.

Cercetări experimentale

În cadrul cercetărilor experimentale s-au abordat următoarele aspecte :

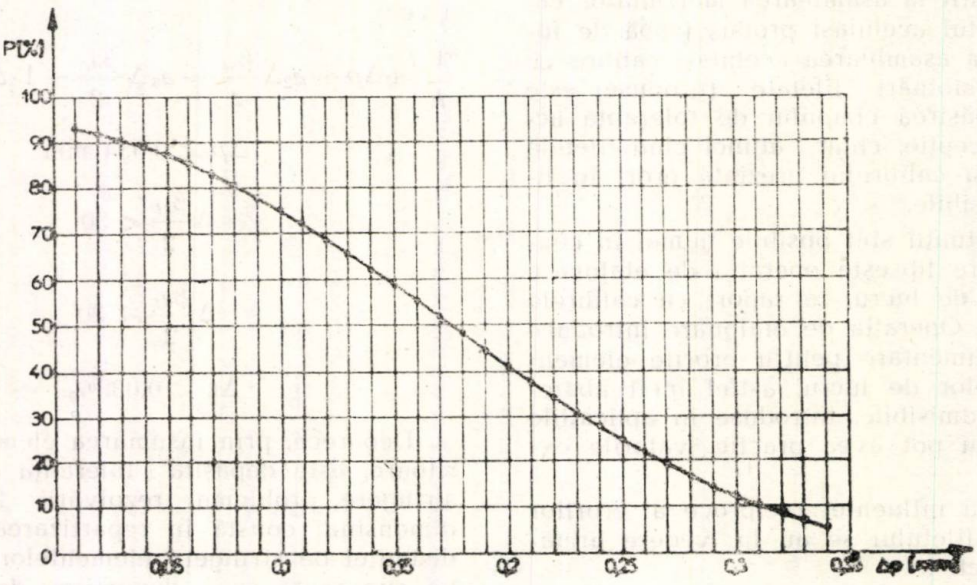


Fig. 4

1. Verificarea preciziei calibrelor de lucru folosite la controlul filetelor sapelor de foraj.

Rezultatele măsurărilor pasului și conicității unui lot de zece calibre inel s-au prelucrat statistic pentru determinarea valorii medii și dispersiei. S-au efectuat un număr de 140 măsurări ale pasului filetului, provenite din 7 spire x 10 calibre x 2 măsurări pe două generatoare opuse la fiecare calibru. Parametrii statistici determinați :

$\bar{x} = 6{,}3498$ mm, valoarea medie aritmetică

și

$\sigma = 0{,}0012$ mm, abaterea medie pătratică,

indică o precizie foarte ridicată de execuție a pasului (împrăștiere 6—9 μm). Nici o valoare nu a depășit cîmpul de toleranță admisibil conform normelor **A.P.I.**

Prelucrarea statistică a valorilor conicităților determinate între două spire consecutive a condus la următorii parametri statistici :

$\bar{x} = 16{,}6405\%$

$\sigma = 0{,}017\%$

Rezultatele prelucrării statistice a abaterilor față de cota de 15,875 mm

Tabelul 3

Mărime determinată / Simbol calibru	63/79	01/79	21/78	71/73	62/79
n	13	13	13	13	13
$\bar{x}$ [μm]	5 7,6	6 8,4	9 4,8	10 8,1	8 2,8
σ [μm]	11 3,2	12 0,4	11 1,6	10 3,1	10 3,0
Valoarea efectivă a strîngerii medii $S = 15.875 + x$ [mm]	15,932	15,943	15,969	15,983	15,957
Valori admise pentru S la controlul sapei [mm]	15,723 .. 16,104	15,715 .. 16,094	15,713 .. 16,094	15,725 .. 16,104	15,743 .. 16,124

Se observă că determinarea conicității între două spire consecutive conduce la erori ce depășesc cîmpul admisibil de toleranță.

Se constată că toate calibrele inel prezintă abateri la conicitatea determinată între două spire consecutive, în proporții diferite, depășind atît în plus cît și în minus cîmpul de toleranță.

2. Verificarea unui lot de sape de foraj cu cinci calibre de lucru.

Verificarea unui lot de 16 sape avînd filet de 6 5/8"N s-a efectuat prin controlarea fiecărei sape cu 5 calibre. La începutul experimentărilor s-a folosit ca lubrifiant uleiul mineral, aplicat prin pulverizare cu pistolul pe cepul sapei (calibrul uscat), apărînd efecte de gripare între spire. Ulterior s-a folosit ca lubrifiant seul de oaie, depus numai pe 2—3 generatoare ale calibrului, la o lubrifiere făcîndu-se 7—8 înșurubări. Aceasta a eliminat practic fenomenul gripajului.

Măsurarea distanței de strîngere s-a efectuat cu aparat de tip **INTO**, cu ceas comparator (precizia 0,01 mm), etalonat în prealabil la cota 15,875 mm cu blocul de cale.

Rezultatele prelucrării măsurărilor efectuate, folosind numai seul ca lubrifiant, sînt prezentate în tabelul 3.

Din analiza rezultatelor măsurărilor se constată următoarele :

a. Toate cele cinci calibre înșurubate pe o aceeași sapă au dat indicații în concordanță (în același sens), toate indicînd o sapă ca bună sau ca rebut ;

b. calibrele cu aceeași valoare de etalonare a strîngerii S_2 au dat valori apropiate între ele la măsurarea sapelor ;

c. observațiile de la punctele anterioare arată că în condițiile execuției și etalonării corecte a calibrelor, cinci calibre conduc, la controlul aceleiași sape, la rezultate identice din punct de vedere al acceptării sau respingerii ;

d. Natura lubrifiantului precum și grosimea filmului influențează asupra valorii distanței de strîngere.

Cercetările teoretice și experimentale au evidențiat că, ținînd seama de modul de prescriere a abaterilor limită la elementele filetului, în absența operațiilor de verificare în pereche și de etalonare a calibrelor de lucru, față de calibrele de referință, este posibilă depășirea cîmpului de toleranță acceptat la controlul distanței de strîngere, dar, în condițiile execuției și etalonării corecte a calibrelor, acestea conduc la rezultate identice, la controlul aceluiași produs.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aparin, G. A., Gorodețki, I. E.:* Toleranțe și măsurări tehnice. Editura Tehnică, București, 1956.

[2] *Kovalev, M. K.:* Kontroli rezibî bunilinîh trub i zamkov. Gostoptehizdat, 1959.

[3] *Iaroșevskii, F. M., Viazimitinov, V. G.:* Issledovanie tocinosti rezib kalibrov dlia zamkovîh rezib. In : „Tehnologiia izgotovleniia komiceskih rezibovîh sredivenii neftepromîslovogo sortamenta Az. PI in Iedrîșa, Baku, 1973.

CZ : 665.5.002.5

Cercetări privind comportarea unor oțeluri turnate (românești), folosite în utilajul petrolier destinat funcționării în zone geografice cu temperaturi scăzute

Prof. dr. doc. ing. D. **RAȘEEV**, șef lucr. ing. Gheorghe **ZECHERU** — Institutul de petrol și gaze Ploiești

Introducere

Tenacitatea la temperaturi scăzute a oțelurilor turnate în piese este determinată de interacțiunea complexă a următorilor factori : compoziția chimică și structura oțelurilor, procedeele și tehnologiile de elaborare a oțelurilor și turnare a pieselor, configurația, dimensiunile și caracterul solicitării pieselor.

Sintetizînd rezultatele cercetărilor întreprinse pînă în prezent, [1] ... [6], privind modalitățile și direcțiile în care factorii enumerați mai sus influențează tenacitatea, s-au formulat recomandările, prezentate în figura 1, ce trebuie avute în vedere la realizarea pieselor turnate din oțeluri carbon și slab aliate ce urmează a fi exploatate la temperaturi scăzute (pînă la —40°C ... —60°C).

Respectarea integrală a acestor recomandări implică depășirea unor dificultăți de ordin tehnologic și material care afectează substanțial, uneori inadmisibil, nivelul cheltuielilor de fabricație, [6].

Din acest motiv, cercetările întreprinse de autori au fost orientate în direcția stabilirii posibilităților de utilizare la temperaturi scăzute (pînă la —60°C), a oțelurilor turnate de tipul T 35 Mo Cr Ni 08, T 35 Mn 14 și T 22MoCr Ni 12, folosite în prezent pentru realizarea majorității pieselor turnate, la utilajul petrolier lucrînd la temperaturi normale. Scopul principal urmărit a constat în precizarea condițiilor tehnologice ce trebuie respectate la tratamentul termic final al pieselor turnate din aceste oțeluri, astfel încît, folosindu-se tehnologiile existente de elaborare, turnare și tratament termic primar (care

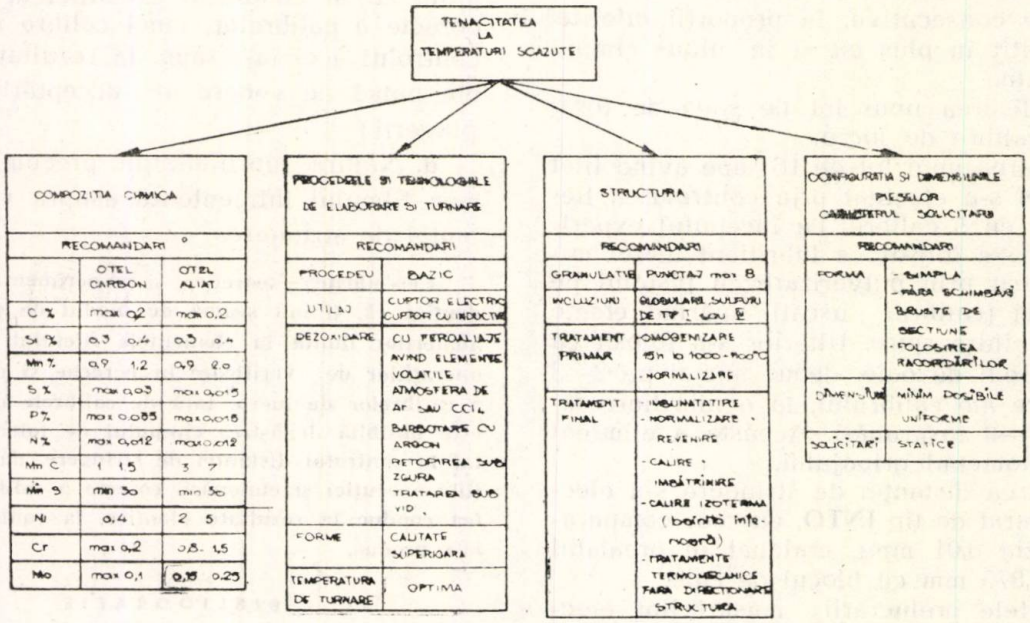


Fig. 1

Tabelul 1

Oțelul	Varianta T. T.	REGIMURILE TRATAMENTELOR TERMICE									
		Călire		Normalizare		T. intercritic			Revenire		
		Temp. încălz. (°C)	Mediu răcire	Temp. încălz. (°C)	Mediu răcire	Temp. încălz. (°C)	Timp menținere (h)	Mediu răcire	Temp. încălz. (°C)	Timp menținere (h)	Mediu răcire
T35MoCrNi08 T35Mn14	1	—	—	850	aer	—	—	—	450	2	aer
	2	—	—	850	aer	—	—	—	680	2	aer
	3	—	—	850	aer	750	5	aer	450	2	aer
	4	—	—	850	aer	750	5	aer	680	2	aer
	5	850	ulei	—	—	—	—	—	450	2	aer
	6	850	ulei	—	—	—	—	—	680	2	aer
	7	850	ulei	—	—	750	5	aer	450	2	aer
	8	850	ulei	—	—	750	5	aer	680	2	aer
T22MoCrNi12	1	—	—	875	aer	—	—	—	450	2	aer
	2	—	—	875	aer	—	—	—	680	2	aer
	3	—	—	875	aer	760	5	aer	450	2	aer
	4	—	—	875	aer	760	5	aer	680	2	aer
	5	875	ulei	—	—	—	—	—	450	2	aer
	6	875	ulei	—	—	—	—	—	680	2	aer
	7	875	ulei	—	—	760	5	aer	450	2	aer
	8	875	ulei	—	—	760	5	aer	680	2	aer

satisfac principalele recomandări redate în fig. 1), să se obțină o comportare corespunzătoare în timpul exploatării lor la temperaturi scăzute. S-a urmărit, deci, să se realizeze, cu un efort economic suplimentar minim, extinderea domeniului de utilizare a acestor oțeluri tipizate românești și la piesele destinate să lucreze la temperaturi scăzute (pînă la —60°C).

Cercetările efectuate, rezultatele obținute și interpretarea lor

Cercetările privind stabilirea caracteristicilor de rezistență și tenacitate la temperaturi scăzute ale oțelurilor T 35 Mo Cr Ni 08, T 35 Mn 14 și T22Mo Cr Ni 12 au fost efectuate pe probe în trei trepte, de dimensiuni mari (înălțimea probelor 200 mm, lățimea treptelor 200 mm, grosimea treptelor 25, 50 și 80 mm) și pe probe treflă standardizate (STAS 1773—76), turnate după tehnologiile omologate la Intreprinderea „1 Mai" Ploiești.

Fiecare din probele destinate cercetării a fost supusă mai întîi tratamentului termic primar prescris de tehnologiile întreprinderii „1 Mai" Ploiești (recoacere de omogenizare 4 ore la 1000 ... 1100°C, urmată de normalizare) și apoi uneia din cele opt variante de tratament termic final indicate în tabelul 1. Alegerea variantelor de tratament termic final s-a făcut ținînd seama de necesitatea obținerii unor structuri apropiate de echilibru, bine detensionate, cu grad mare de dispersie a fazelor, cu constituienții de bază plastici și carburile parțial sau total globulizate, care să prezinte caracteristici superioare de tenacitate la temperaturi scăzute, [1], [3], [4], [5], [6].

Din probele astfel tratate s-au prelevat, într-o primă etapă a cercetărilor, epruvete pentru încercări la tracțiune și încercări de încovoiere prin șoc. Epruvetele realizate au fost încercate atît la temperatura ambiantă, cît și la temperaturi scăzute (pînă la —60°C), respectîndu-se prescripțiile **STAS 200—75** (pentru încercările de tracțiune), **STAS 7511-73** și **STAS 6833—70** (pentru încercările de încovoiere prin șoc).

Tabelul 2

Oțel	T.T.	Temperatura (°C)										T_{KV28} (°C)
		+20				— 40			— 60			
		Rm	*Rpo2*	A_5	*KV*	*Rm*	*Rpo2*	*KV*	*Rm*	*Rpo2*	*KV*	
T35MoCrNi08	1	869	785	12	21	927	906	10	942	921	7	+28
	2	698	513	18	56	704	604	16	732	604	11	—4
	3	821	568	14	32	846	670	12	843	689	8	+14
	4	669	459	25	64	689	582	18	695	598	12	—10
	5	1215	959	6	17	1282	1103	11	1251	1114	9	—
	6	774	617	19	71	779	701	41	793	721	28	—60
	7	828	680	11	48	846	723	15	886	786	14	+2
	8	662	471	24	77	684	570	28	691	598	17	—40
T22MoCrNi12	1	690	470	21	51	702	568	17	726	593	12	—14
	2	573	405	29	85	622	523	31	640	581	20	—44
	3	655	525	25	56	726	600	21	719	621	15	—20
	4	575	389	29	100	608	482	34	622	483	22	—50
	5	638	586	19	44	670	625	18	676	668	15	+2
	6	641	514	24	86	706	602	35	720	624	23	—50
	7	680	533	13	61	738	599	22	742	623	15	—20
	8	603	432	27	99	646	540	40	670	546	31	—60
T35Mn14	1	749	588	14	49	799	681	17	816	679	14	—2
	2	612	464	24	79	643	560	22	661	571	17	—20
	3	757	593	17	70	830	683	21	846	699	16	—10
	4	620	469	28	86	684	573	27	699	602	18	—40
	5	950	874	13	49	1010	990	18	1016	1003	13	—4
	6	693	562	17	90	742	662	47	765	683	32	—60
	7	785	644	16	54	839	721	17	840	753	15	—8
	8	627	488	24	72	639	514	26	651	582	17	—30

Rm, *Rp* 0,2 în N/mm²; A_5 în %, *KV* în J

Valorile principalelor caracteristici mecanice la tracțiune (R_m și $R_{po,2}$), ale energiilor de rupere la încercările de încovoiere prin șoc (KV) și ale temperaturilor de tranziție ale energiei de rupere (T_{KV28} — temperatura minimă la care energia de rupere depășește 28 J), obținute în urma efectuării încercărilor menționate, sînt prezentate în tabelul 2. Valorile redate în tabelul 2 reprezintă media determinărilor realizate pe 9...16 epruvete prelevate din probe turnate din trei șarje ale fiecărui oțel cercetat.

Analizînd rezultatele experimentărilor efectuate în prima etapă a cercetării, s-au evidențiat următoarele aspecte privind comportarea la temperaturi scăzute a oțelurilor turnate studiate :

a) oțelurile T 35 Mo Cr Ni 08 și T 35 Mn 14 prezintă cele mai bune proprietăți de tenacitate la temperaturi scăzute, în cazul aplicării variantei de tratament termic final 6 (călire urmată de revenire la 680°C). Prin aplicarea acestei variante de tratament final se obțin temperaturi de tranziție $T_{KV28} = -60°C$, realizîndu-se în același timp și valori ridicate ale caracteristicilor mecanice la tracțiune (tab. 2) ;

b) oțelul T 22 Mo Cr Ni 12 prezintă o rezervă mai mare de tenacitate la temperaturi scăzute și este mai puțin pretențios în ceea ce privește alegerea tratamentului termic final. În cazul acestui oțel, s-au obținut caracteristici comparabile de tenacitate la temperaturi scăzute în variantele de tratament termic final 4 (normalizare + tratament intercritic + revenire la 680°C), 6 (călire+revenire la 680°C) și 8 (călire + tratament intercritic + +revenire la 680°C). Combinația optimă de caracteristici mecanice la tracțiune și de tenacitate la temperaturi scăzute s-a obținut, însă, tot în cazul aplicării variantei de tratament termic final 6 (tab. 2).

Pe această bază se poate trage concluzia că, aplicînd varianta 6 de tratament termic, în cazul pieselor turnate din oțelurile T 35 Mo Cr Ni 08 și T 35 Mn 14 și una din variantele 4, 6, 8, în cazul pieselor turnate din oțelul T 22 Mo Cr Ni 12, se vor obține caracteristici de tenacitate corespunzătoare pînă la —60°C.

În scopul verificării validității acestei concluzii preliminare, în etapa a doua de cercetare, s-au efectuat încercări de determinare a tenacității la rupere la temperaturi scăzute a oțelurilor studiate, bazate pe principiile mecanicii ruperilor [7], [8], [9]. Pentru realizarea acestor determinări s-a utilizat metoda K_{1c} **(STAS 9760—74, ASTM 399—72, AFNOR A03 — 180 — 74).** S-au folosit epruvete de tracțiune prevăzute cu crestături frezate cu front unghiular și fisuri în prelungire, propagate prin solicitări repetate, de tip **CT 25** și **CT 50** (forma și dimensiunile epruvetelor conform **STAS 9760—74).** Epruvetele au fost

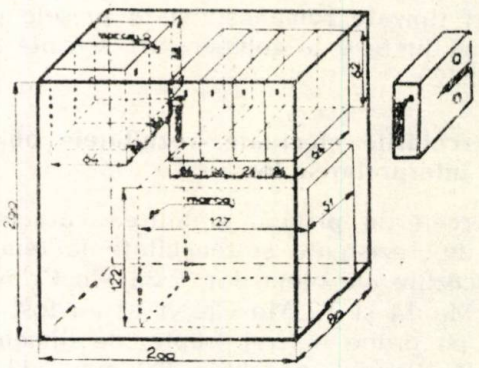


Fig. 2

prelevate din treptele cu grosimea de 80 mm ale probelor turnate, conform schiței prezentate în figura 2. Probele turnate din oțelurile T 35 Mo Cr Ni 08 și T 35 Mn 14 au fost supuse, anterior prelevării epruvetelor, variantei 6 de tratament termic, în timp ce probelor turnate din oțelul T 22 Mo Cr Ni 12 li s-a aplicat varianta de tratament termic 6 sau 8.

Încercările privind determinarea tenacității la rupere, la diferite temperaturi (pînă la —60°C) prin metoda K_{1c} au fost efectuate conform metodologiei prevăzute în **STAS 9760—74.**

În urma realizării acestor încercări, s-au stabilit valorile tenacității la rupere calculate K_Q, la diferite temperaturi, pentru toate oțelurile supuse cercetării. Utilizînd metoda energiei echivalente, [7], [8], [9], și rezultatele încercărilor efectuate s-au determinat valorile tenacității la rupere minime calculate K_{QE}, la diferite temperaturi, pentru toate oțelurile studiate. Pe această bază s-au estimat valorile factorului critic de intensitate a tensiunilor (tenacitatea la rupere reală) K_1 ($K_Q \geq K_{1c} \geq K_{QE}$) și ale temperaturii de tranziție T_{K1s300} (temperatura minimă la care tenacitatea la rupere K_{1c} depășește 300 daN/mm$^{3/2}$, [8], [9]), redate în tabelul 3.

Analizînd rezultatele obținute în urma experimentărilor efectuate în cea de-a doua etapă a cercetării, comparativ cu cele corespunzătoare primei etape, s-au evidențiat următoarele aspecte :

a) aplicînd tratamentele termice finale ce au rezultat ca optime în urma efectuării primei etape a cercetării (varianta 6 pentru oțelurile T 35 Mo Cr Ni 08 și T 35 Mn 14 și

Tabelul 3

Oțel	T.T.	TEMPERATURA [°C]									T_{K1C300} [°C]
		+20			— 40			— 60			
		K_Q	K_{QE}	K_{1C}	K_Q	K_{QE}	K_{1C}	K_Q	K_{QE}	K_{1C}	
T35MoCrNi08	6	629	483	561	345	275	327	267	182	210	—42
T22MoCrNi12	6	610	473	556	362	245	305	259	173	224	—40
	8	520	405	463	303	195	254	219	155	188	—35
T35Mn14	6	646	448	571	400	250	334	331	195	243	—45

K_Q, K_{QE}, K_{1C} în daN/$^{3/2}$

variantele 6 sau 8 pentru oțelul T 22 Mo Cr Ni 12) se obțin temperaturi de tranziție $T_{K1c\,300}$ cuprinse între —35°C și —45°C. Ținînd seama de faptul că încercările privind determinarea tenacității la rupere K_{1c} s-au efectuat pe epruvete ce simulează mai bine piesele turnate din oțel (epruvete cu grosimi cuprinse între 25 mm și 50 mm, prevăzute cu defecte de tip fisură), decît epruvetele pentru încercările de încovoiere prin șoc (epruvete cu grosimea de 10 mm, prevăzute cu concentratori de tip crestătură), se poate recomanda ca limită inferioară a domeniului de utilizare a oțelurilor cercetate, temperatura $T_{K1c\,300} = (-40 \ldots -45)$°C. Această limită este asigurată, pentru toate oțelurile cercetate, în cazul aplicării variantei 6 de tratament termic final (călire, urmată de revenire la 680°C);

b) valorile energiei de rupere KV (obținute la încercările de încovoiere prin șoc) corespunzătoare temperaturii $T_{K1c\,300}$ se situează, pentru toate oțelurile cercetate (în cazul aplicării variantei 6 de tratament termic final), între 35 J și 40 J. Pe această bază, rezultă că estimarea limitei inferioare a domeniului de temperaturi de utilizare a oțelurilor cercetate se poate face utilizînd criteriul temperaturii de tranziție a energiei de rupere $T_{KV\,40}$, în locul criteriului uzual $T_{KV\,28}$.

Procedee de utilizare practică a rezultatelor cercetărilor efectuate

Un prim mod de utilizare a rezultatelor încercărilor de tenacitate constă în stabilirea temperaturii limită de exploatare a pieselor pe baza unor criterii convenționale.

Așa cum a reieșit din cercetările efectuate, în cazul utilizării oțelurilor T 35 Mo Cr Ni 08, T 35 Mn 14 și T 22 Mo Cr Ni 12 (supuse variantei 6 de tratament termic final), temperatura minimă de exploatare a pieselor este $T_{KV\,40}$ sau $T_{k1c\,300}$. Pe această bază, rezultă că singura condiție ce trebuie îndeplinită pentru realizarea siguranței în exploatare a pieselor față de ruperea fragilă este:

$$t > T_{KV\,40} \qquad (1)$$

Utilizarea singulară în proiectare a unui astfel de criteriu implică acceptarea unui grad ridicat de incertitudine, deoarece criteriul amintit nu permite corelarea comportării în exploatare a pieselor cu starea de defecte existente în acestea și cu solicitările la care sînt supuse.

Folosirea în proiectare a conceptelor și metodelor analitice ale mecanicii ruperii elimină dezavantajele metodei descrise anterior. Estimările de rezistență furnizate de metodele mecanicii ruperii se bazează pe verificarea relațiilor ce trebuie să existe între intensitatea solicitărilor aplicate pieselor, configurația acestora (parametrii geometrici ai pieselor și ai defectelor pe care le conțin) și parametrii de tenacitate ai materialului din care sînt confecționate, pentru evitarea inițierii ruperii. Deoarece aceste metode au fost dezvoltate considerînd prezența în materialul pieselor a unor discontinuități fizice de tip fisură, estimările realizate pe baza lor au caracter acoperitor pentru orice tip de defect existent, [7], [8], [9],[10]. Astfel, în cazul pieselor turnate din oțelurile cercetate, relația acoperitoare de verificare a rezistenței la inițierea ruperii are forma, [20]:

$$K_1 = \sigma\sqrt{\pi \cdot a \cdot \beta(a, L_i)} \leqslant K_{1c} \qquad (2)$$

În această relație, K_1 reprezintă factorul de intensitate al tensiunilor (eforturilor unitare) la vîrful discontinuităților fizice de tip fisură existente în piesa turnată și se exprimă în funcție de eforturile unitare ce solicită piesa în zona de amplasare a defectelor, σ, de mărimea defectului, a și de configurația geometrică a piesei, reprezentată global prin funcția β (a, L_i — L_i fiind dimensiunile caracteristice ale piesei. Folosind relația (2) se poate determina dimensiunea maximă a defectului admisibil, a_{max}, cunoscînd dimensiunile caracteristice ale piesei, L_i, modul de amplasare a defectelor (forma funcției β), starea de tensiuni (parametrul σ) și caracteristicile de tenacitate a materialului, în condițiile de exploatare ale piesei, K_{1c}. Pe

această bază se poate stabili criteriul cantitativ pentru realizarea controlului nedistructiv al piesei :

$$a \leqslant a_{max} \tag{3}$$

Utilizarea acestui procedeu implică efectuarea riguroasă a controlului defectoscopic la recepție, cerință greu de respectat în cazul pieselor turnate avînd configurație complicată.

Pentru evitarea acestei dificultăți autorii au propus următoarea metodă, [10]. Se consideră că defectele existente în piesă, a, sînt solicitate în timpul probelor mecanice de rezistență (efectuate la temperatura ambiantă t_a) de tensiunile σ_{p,t_a}, iar în timpul exploatării piesei la temperatura t ($t \leqslant t_a$) de tensiunile σ_t. Pentru a nu se produce ruperea piesei în niciuna din condițiile de solicitare menționate este necesar să fie îndeplinite relațiile :

$$a \cdot \beta(a, L_i) \leqslant \frac{1}{\pi} \frac{K^2_{1c,t_a}}{\sigma^2_{p,t_a}} \tag{4}$$

$$a \cdot \beta(a, L_i) \leqslant \frac{1}{\pi} \frac{K^2_{1c,t}}{\sigma^2_t} \tag{5}$$

Folosind relațiile (4) și (5) rezultă :

$$\sigma_{p,t_a} \geqslant \sigma_t \frac{K_{1c,t_a}}{K_{1c,t}} = \sigma_t \cdot c_s \tag{6}$$

La stabilirea relației (6) s-a ținut seama de faptul că raportul $(K_{1c}/\sigma)^2$ este o măsură a mărimii zonei plastice ce se realizează la vîrful fisurii cu dimensiunea a, în timpul solicitării ei cu tensiunea σ, ceea ce implică, considerînd $\sigma_{p,t_a} \geqslant \sigma_t$, condiția :

$$\frac{K^2_{1c,t_a}}{\sigma^2_{p,t_a}} \geqslant \frac{K^2_{1c,t}}{\sigma^2_t} \tag{7}$$

Pe baza raționamentului prezentat se formulează următorul principiu : ruperea în exploatare la temperatura $t \leqslant t_a$ nu se produce, dacă piesa rezistă la proba de recepție efectuată la temperatura ambiantă t_a, în condițiile realizării unor eforturi σ_{p,t_a} ce satisfac inegalitatea (6).

În practica actuală a proiectării și verificării pieselor turnate, se ia, drept criteriu de referință, rezistența la proba de recepție, efectuată la solicitări duble față de cele din exploatare. Considerînd acest criteriu și acceptînd că la proba de recepție și în exploatare solicitările piesei au aceeași topică, [10], rezultă relația :

$$\sigma_{p,t_a} = 2\sigma_t \tag{8}$$

Comparînd relațiile (6) și (8) rezultă că dacă $c_s \leqslant 2$, condiția actuală de recepție e suficientă pentru asigurarea securității în exploatare a piesei. În caz contrar, piesa trebuie proiectată și verificată în condițiile probei de recepție efectuate cu $\sigma_{p,t_a} \geqslant \sigma_t \cdot c_s$.

Aplicînd principiul enunțat anterior, în cazul pieselor turnate din oțelurile cercetate, rezultă valorile coeficienților c_s redate în tabelul 4.

Analizînd datele din tabelul 4 rezultă că, în cazul pieselor turnate din oțelurile studiate exploatate la temperaturi $t \geqslant -40°C$, coeficienții $c_s < 2$ și, deci, condițiile actuale de proiectare și verificare, sînt suficiente pentru realizarea siguranței față de ruperea fragilă. În cazul exploatării pieselor la temperaturi $-40° \geqslant t \geqslant -60°C$, este necesară proiectarea și verificarea în condițiile considerării unor solicitări la proba de recepție, de aproximativ trei ori mai mari decît cele din exploatare.

Concluzii

Cercetările privind comportarea la temperaturi scăzute (pînă la —60°C) a oțelurilor turnate românești T 35 Mo Cr Ni 08, T 35 Mn 14 și T 22 Mo Cr Ni 12 au condus la desprinderea următoarelor concluzii :

a) toate cele trei oțeluri cercetate prezintă cele mai bune caracteristici de tenacitate la temperaturi scăzute în cazul aplicării variantei de tratament termic final constînd dintr-o călire în ulei, urmată de o revenire la 680°C (varianta 6, tabelul 1) ;

b) tenacitatea oțelurilor turnate cercetate este asigurată (în cazul aplicării tratamentului termic final indicat) pînă la —40 C . . . —45°C. Criteriul de

Tabelul 4

Oțel	T. T.	TEMPERATURA DE EXPLOATARE (°C)								
		+ 20			— 40			— 60		
		R_{p02}	K_{1c}	C_s	R_{p02}	K_{1c}	C_s	$R_{p0,2}$	K_{1c}	C_s
T35MoCrNi08	6	617	561	1,0	701	327	1,72	721	210	2,67
T22MoCrNi12	6	514	556	1,0	602	305	1,82	624	224	2,48
T35Mn14	6	562	571	1,0	662	334	1,71	683	243	2,35

R_{p02} în N/mm² K_{1c} în daN/$^{3/2}$

recepție pentru oțelurile turnate cercetate se recomandă a fi: la temepratura de exploatare a piesei $K_{Ic} \geqslant 300$ daN mm$^{3/2}$, sau $KV \geqslant 40$ J;

c) pentru piesele turnate din oțelurile cercetate, exploatate la temperaturi $t \geqslant -40°C$, condițiile actuale de proiectare și verificare sînt suficiente pentru asigurarea rezistenței față de ruperea fragilă. Piesele turnate din oțelurile cercetate pot fi utilizate pînă la temperaturi de —60°C, dacă se iau măsuri corespunzătoare privind proiectarea și recepția lor.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Goutenoire, G.:* Facteurs d'influence metalurgique sur les resultats de l'essai de resilience des aciers moulés au carbon au faiblement allies. In: „Fonderie" iulie, 1974.

[2] *Boulger W.F.* — Fracture tughness comparisons in steels. In „Fracture", vol. VI, Academic Press, New York, London, 1969.

[3] *Detrez P.* — La diffusion dans les aciers moullés des traitements thermiques d'homogenisation. In „Revue de Metallurgie", nr. 9, 1965.

[4] *Cronzatier T. ș.a.* — Influence de traitements thermoplastiques sur les proprietés d'un acier chrome-molybdene moulé, forgé et pressé. In Memoires scientifiques rev. mettallurg., nr. 11, 1974.

[5] *Neyret R.* — Quelques factures intervenant sur les caracteristiques mecaniques des pieces moulées en acciers allies. In „Revue de Metallurgie", nr. 1, 1969.

[6] *Rașeev D., Zecheru Gh.* — Cercetări privind comportarea oțelurilor turnate în piese utilizate în construcția echipamentului petrolier funcționînd în climat de temperaturi scăzute. Contract de cercetare, nr. 64, 1978—1979.

[7] *Cioclov D.* — Mecanica ruperii materialelor, Ed. Academiei R.S.R. București, 1977.

[8] *Sanz G.* — Apllications de la mecanique de la rupere a l'étude des aciers à rezistance moyene fournis eu forte epaisseur. In „C.I.T. du C.D.S.", nr. 1, 1971.

[9] *Sanz G.* — La mecanique de la rupture et son application a L'étude de la tenacité des aciers. In „C.I.T. du C.D.S.", nr. 3, 1974.

[10] *Zecheru Gh., Rașeev D.* — O metodă pentru estimarea rezistenței la inițierea ruperii în piesele metalice destinate exploatării la temperaturi scăzute. In „Studii și cercetări de mecanică aplicată" (în curs de apariție).

PUBLICOM

ole advertising and publicity agency in Romania

FOREIGN TRADE · PUBLICITY AGENCY · PUBLICOM ROMANIA

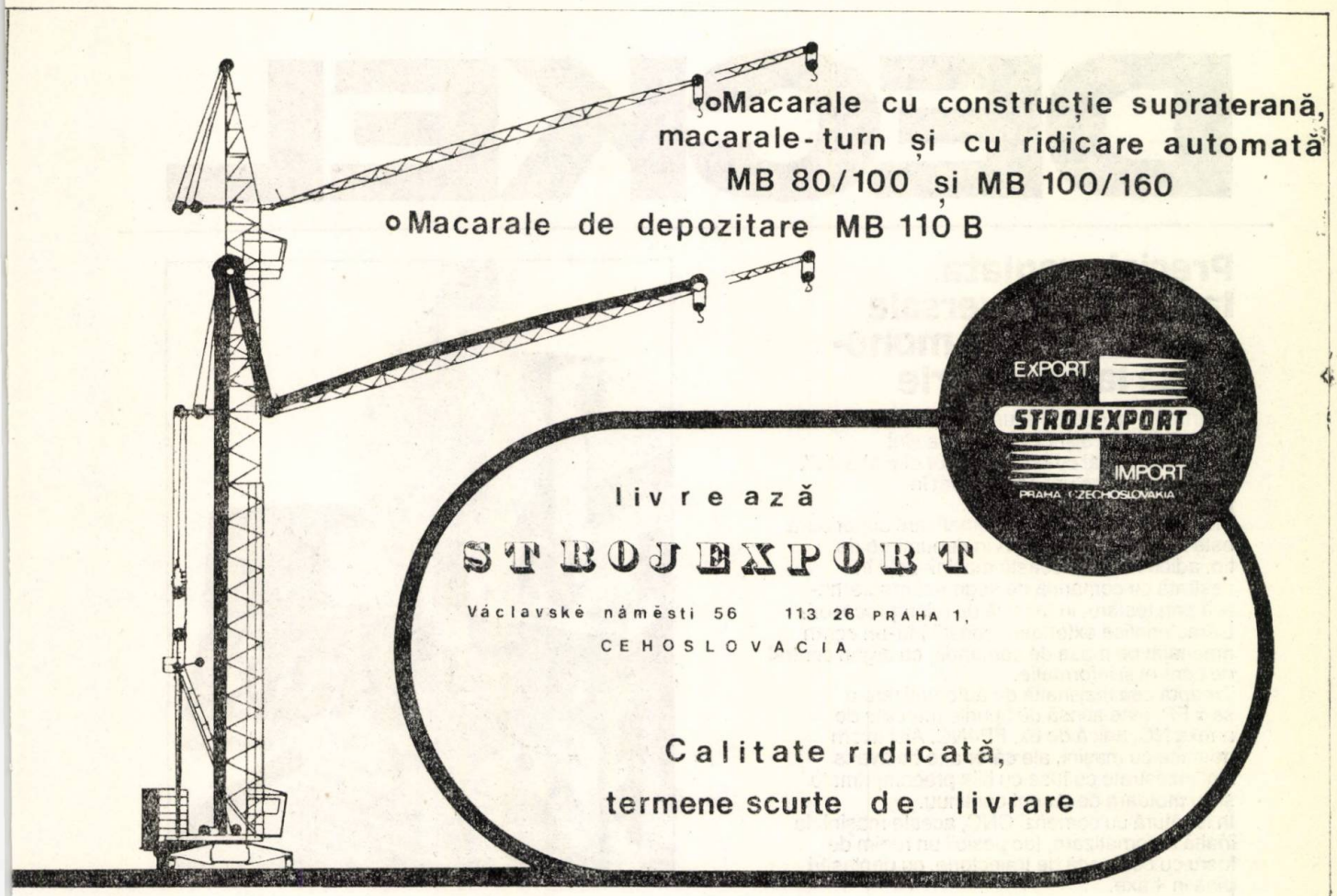
EXPO '80

SPECIALIZED EXHIBITIONS TO BE STAGED IN 1980

1. SHOP
   22—25.01.1980
   (Consumer goods for specialized shops)
2. MUZICĂ — SPORT — AGREMENT
   5—8.02.1980
   (Music — Sport — Entertainment)
3. ENERGETICA
   12—15.02.1980
   (Power equipment and up-to-date systems for obtaining, stoking, conveying and savings of powder supply)
4. LABORATORUL
   19—22.02.1980
   (Equipment and installations for laboratory)
5. ACOPERIRI METALICE
   26—29.02.1980
   (Metal-coatings, galvanotechnique)
6. SUDURA
   4—7.03.1980
   (Welding equipment, installations, devices and spare parts)
7. MEDICINA
   18—21.03.1980
   (Medical equipment and installations/Medicines)
8. TEHNICA HÎRTIEI
   1—4.04.1980
   (Paper manufacturing equipment and various paper assortment)
9. ARMĂTURI POMPE
   8—11.04.1980
   (Industrial fittings, pumps, accessories)
10. AUTO-SERVICE
    15—18.04.1980
    (Equipment, spare parts, cosmetics for motorcar service)
11. CONSTRUCȚIA INDUSTRIALĂ
    27—30.05.1980
    (Outfits and technologies for industrial construction use)
12. TEHNICA NUCLEARĂ
    3—0.06.1980
    (Equipment, installations and apparata for nuclear technique, radioactive substances, reagents)
13. CONFEX
    10—13.06.1980
    (Accessories for ready-mades)
14. REPRO-POLIGRAFICA
    17—20.06.1980
    (Equipment for the printing and copying industry)
15. INDUSTRIA NAVALĂ
    26—29.08.1980
    (Ship equipment, apparata and instruments)
16. PISCICOLA
    26—29.08.1980
    (Equipment for fish industry)
17. PEȘTICIDE
    16—19.09.1980
    (Pesticides, insecticides, herbicides, fungicides)
18. ANTIPOLUARE
    21—24.10.1980
    (Polution detecting, indicating and control equipment)
19. GEOFIZICA
    28—31.10.1980
    (Devices and instruments for geophysics)
20. TESTĂRI
    4—7.11.1980
    (Physico-mechanical tests and destructiv-non-destructiv control equipment)
21. SCULE DIAMANTATE — ABRAZIVE
    11—14.11.1980
    (Diamond tools and industrial diamonds)
22. FOTO-KINO-OPTICA
    18—21.11.1980
    (Optical and photo instruments)
23. ASBEST
    25—28.11.1980
    (Asbestos materials, yarns and ready-mades)
24. TEHNOCALCUL
    2—5.12.1980
    (Equipment and accessories for computing technique)
25. MATERIALE ȘI ECHIPAMENTE PENTRU STINGEREA INCENDIILOR
    9—12.12.1980
    (Fire extinction materials and equipment)

25 SPECIALIZED EXHIBITIONS

PUBLICOM
BUCHAREST — ROMANIA
22, Nicolae Bălcescu Blvd.
Telex : (011) 374 CAMROM
Telephone : 14 75 35



PUBLICOM

AL XI-LEA TÎRG INTERNAȚIONAL DE BUNURI DE CONSUM DE LA BRNO

a avut loc în acest an în Parcul expozițional, între 16—22 aprilie

Deviza acestei manifestări — „Pace și un nivel ridicat pentru lumea întreagă" — exprimă menirea Tîrgului de la Brno și dorința organizatorilor săi de a contribui la ridicarea nivelului de viață, întărirea cooperării economice mondiale, a contactelor și, în consecință, a păcii mondiale. Totodată tîrgul a avut drept scop și de a contribui la extinderea activității și a contactelor expozanților cehoslovaci în domeniul bunurilor de consum cu parteneri din țările membre CAER, din alte țări socialiste, din țările în curs de dezvoltare și din țările industrializate nesocialiste.

Standurile tîrgului au fost repartizate pe o suprafață totală de aproximativ 80.000 m² din care 45.000 m² în pavilioane acoperite. Au participat expozanți din 22 de țări, reprezentînd cei mai importanți parteneri comerciali din toate domeniile industriei de bunuri de consum.

Organizarea Tîrgului s-a făcut pe domenii industriale, pentru o mai bună ilustrare, concentrată, a evoluției progresului tehnic.

Un sector important, în acest an, l-au constituit produsele industriei ușoare — textile, pielărie, blănărie, încălțăminte.

Deosebit de interesante s-au dovedit sectoarele construcției de mașini, de la aparatură electrocasnică, mașini de spălat, răcitoare cu compresor și cu absorbție, mașini de cusut și de tricotat, motociclete, mașini de scris, ceasornicărie, aparatură optică și mecanică, aparate foto și cinematografice, — la radioreceptoare, televizoare în alb-negru și culori, magnetofoane, amplificatoare și accesorii, articole de birou și de sport.

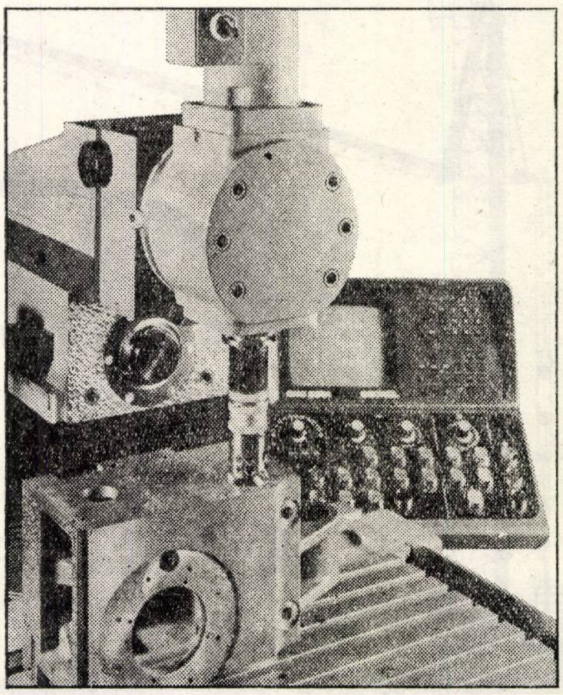
Printre expozanții cehoslovaci s-au numărat: CENTROTEX Praga, DREVOUNIA Bratislava, EXICO Praga, LIGNA Praga, MERKURIA Praga, OMNIA Bratislava, PRAGOEXPORT Praga. De asemenea a fost prezentă Asociația reprezentanțelor pentru firmele străine — USOZ — Praga care oferă de peste 11 ani servicii tot mai variate și consultații comerciale și tehnice în sectorul de comerț exterior, întreprinderilor și organizațiilor industriale cehoslovace; astfel, au expus reprezentanțele: MEDIA — aparate fotografice ale firmei japoneze Chinon, aparate electronice ale firmei Grunding din R.F.G., TRADEX — pentru firma Quelle din R.F.G., aparatură electronică, optică, electrocasnică, accesorii auto etc. Aceste reprezentanțe se preocupă în special de extinderea cooperării cu întreprinderile străine de comerț exterior.

Aurelia DOBRE

DECKEL

Precizie reglată la maşini universale de unelte, dela mono-piesă la mică serie

Oferta FP începe cu tipurile de bază FP1 pînă la FP3 şi FP3L/V, care sînt înzestrate serial cu un „indicator digital activ". Acesta conduce unelta automat în poziţie corectă faţă de piesă.
Treapta următoare de automatizare superioară este marcată de anexa A în denumirea de tip, adică FP3A. Această maşină este înzestrată cu comandă de segment programabilă prin testare, în tehnică de microprocesori. Caracteristica exterioară constă într-un ecran amenajat pe masa de comandă, ca organ central de control şi informaţie.
Treapta cea mai înaltă de automatizare a serii FP, este atinsă de tipurile marcate de anexa NC, adică de ex. FP4NC. Aici avem deaface cu maşini, ale căror axe de avans sînt înzestrate cu fuse cu bile precomprimate şi cu motoare de curent continuu.
În legătură cu comenzi CNC, aceste maşini de înaltă automatizare, fac posibil un regim de lucru cu comandă de traiectorie, cu deplasări pînă în 4 axe.



FP5C Centru universal de prelucrare

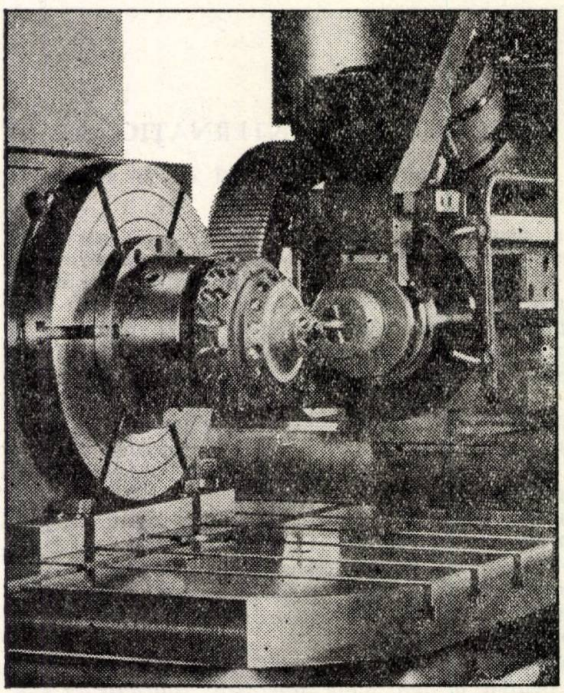
universal
facultativ: magazin-disc pentru 20 de unelte, magazin-lanţ pentru 50 de unelte, masă circulară comutantă 360 x 1°, masă fixă cu masă integrată circulară 360 x 1°, masă circulară NC cu sistem de măsurare Inductosyn (axul 4 NC), schimb de palete cu masă circulară 360 x 1°.

repede
domeniu de turaţie pînă la 4000 min^{-1}, avans rapid 10 m/min, schimb de unelte în 3 s din magazin autopurtat.

compact
domeniu de deplasare mare la o maşină mică, X-long. 800 mm, Y-vertical 500 mm, Z-transv. 630 mm, greutatea maşinei ca. 6000 kg.

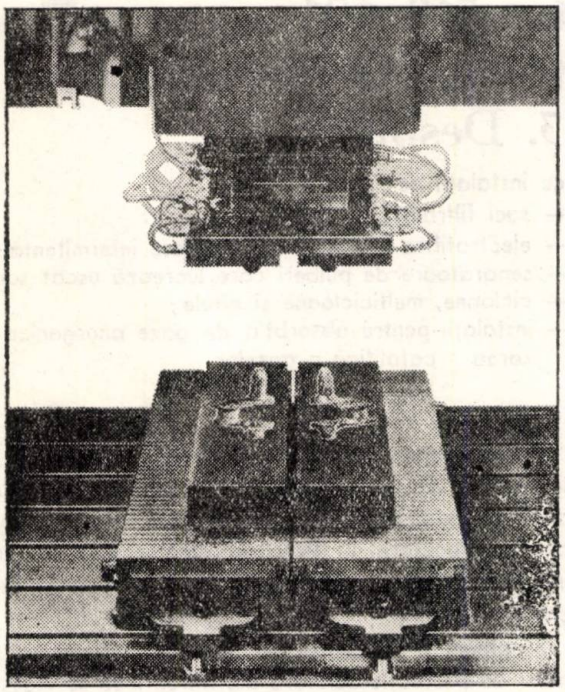
forţă-randament
antrenaj principal cu curent continuu 11 kW, putere de avans 20.000 N, fus principal cu 100 mmø, portscula cu con NK 50

exact
sistem direct de măsurare în toate axele.



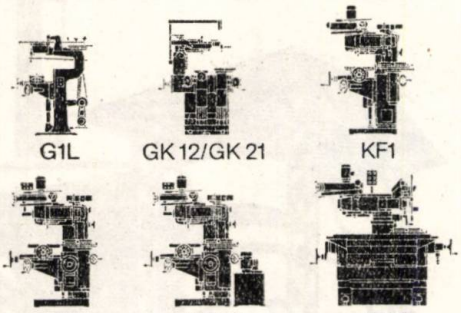
TOTUL DINTR-O SINGURĂ MÎNĂ

DECKEL



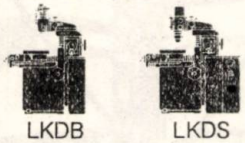
Maşini de electroerodat pentru ateliere de unelte

DE10, DE20, DE30 şi DE40. Programul Deckel de maşini de prelucrat prin electroeroziune, consecvent dezvoltat, cuprinde patru diferite mărimi de maşini, aşa că întreaga gamă, dela confecţionarea de piese mici pînă la cea de piese mari, poate fi delivrată de Deckel pentru atelierele de confecţionat unelte şi forme, pe lîngă maşinile universale de frezat, de gravat, respectiv de frezat prin copiere şi cu maşini de electroerodat.
Acest concept, dintr-o singură mînă, cu maşini armonizate între ele ca mărime, permite o plănuire optimală de ateliere, conform celor mai moderne principii.



Maşini universale de gravat şi de frezat prin copiere

universale de gravat şi copiat bi-ori tridimensional, mărind ori micşorînd, cu înaltă precizie de formă şi fineţă de suprafaţă.



Maşini în coordinate

de alezat şi rectificat, pentru ateliere de uzinat mecanisme, pentru confecţionarea de piese de precizie, în ateliere de construit aparate şi modele - cu toleranţe în domeniu de micrometrii.

Maşini universale de rectificat unelte

DECKEL

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft
Plinganserstr. 150 · D-8000 München 70
Tel. (0 89) 7 67 41 · Telex 05-23 070

Întreprinderea de comerț exterior

centrozap

CENTROZAP

40-036 Katowice, Ligonia 7, POLONIA
C.P. 825 Telex 0312-416 Telefon 513-401

Oferta constă dintr-un sortiment larg de instalații de:

1. Ventilație

cu utilizarea a diferite ventilatoare destinate pentru:
— uscarea cu flux de aer cald sau de gaze de ardere;
— insuflarea în focare și cuptoare industriale;
— aspirarea gazelor de ardere în cuptoarele industriale și cazanele de abur;
— aerisirea galeriilor de mină, a secțiilor și halelor din fabrici, a navelor, sălilor de spectacole, atelierelor, antrepozitelor etc.

2. Climatizare

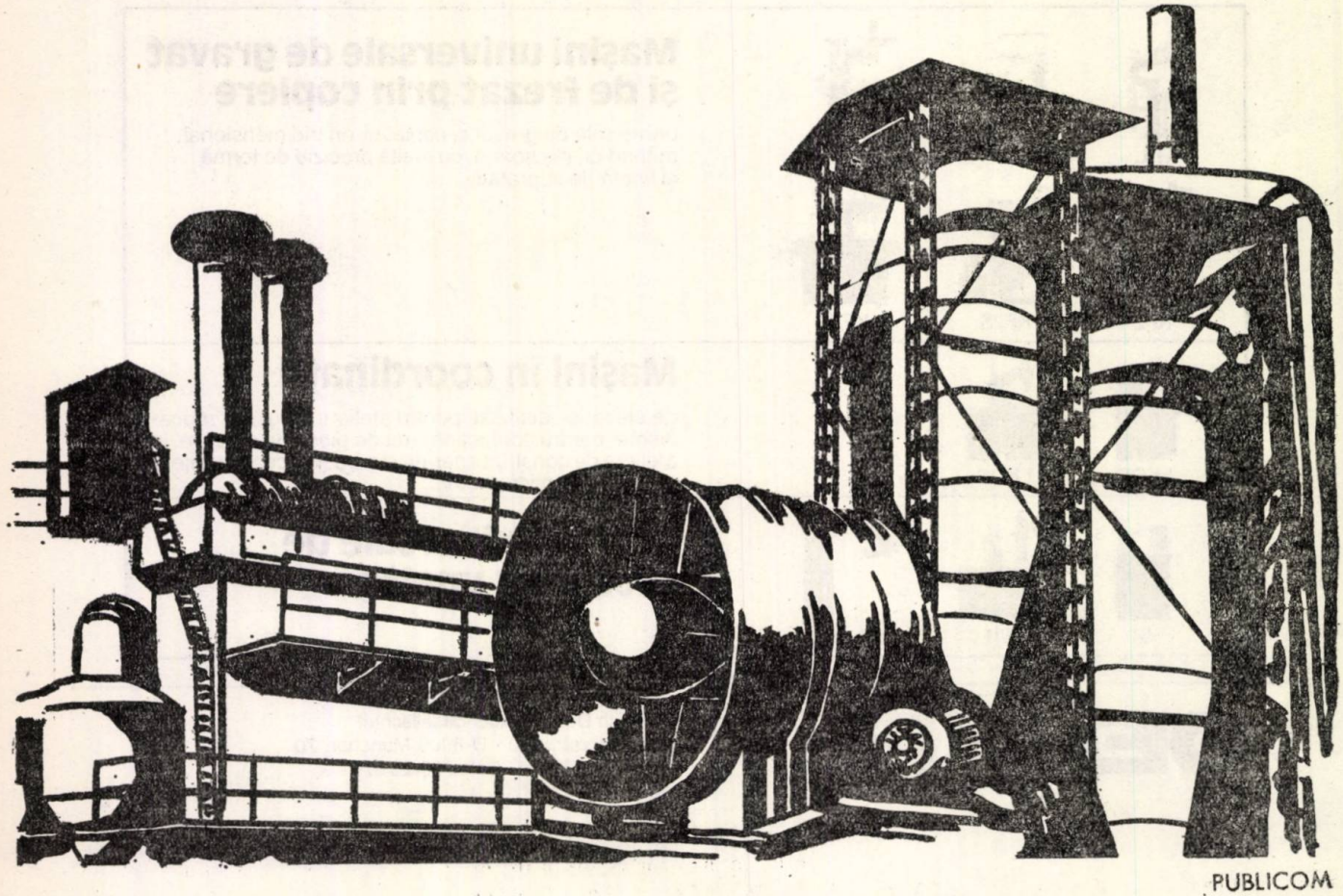
bazată în majoritate, pe brevete franceze, între care:
— centrale de climatizare cu randamente de 40 000 pînă la 160 000 m³/h:
— aparate de suprastructurare nefixate la sol, cu un randament de 3000 pînă la 40 000 m³/h, destinate în primul rînd industriei textile;
— aparate pentru condiționarea aerului, tip „sub fereastră";
— aparate pentru condiționarea aerului în cabinele podurilor rulante;
— sisteme automate pentru industria ușoară.

3. Desprăfuire

cu instalații de:
— saci filtranți;
— electrofiltre sau filtre cu insuflare intermitentă;
— separatoare de pulberi care lucrează uscat sau umed;
— cicloane, multicicloane și altele;
— instalații pentru absorbția de gaze anorganice și epurarea catalitică a gazelor.

Echipamentele menționate sînt oferite împreună cu proiectarea, livrarea și asistența la montaj a instalațiilor complete de desprăfuire sau de epurare fie a gazelor, fie a aerului, necesare în industria siderurgică, în turnătorii, industria chimică, industria prelucrătoare și în centralele energetice.

Efectuăm și analize privind poluarea atmosferei și a zonelor de protecție sanitară din întreprinderile industriale.



PUBLICOM

Intreprinderea sovietică de comerț exterior

MACHINOEXPORT

exportă produsele industriei de mașini grele a URSS

în 70 de țări din lume

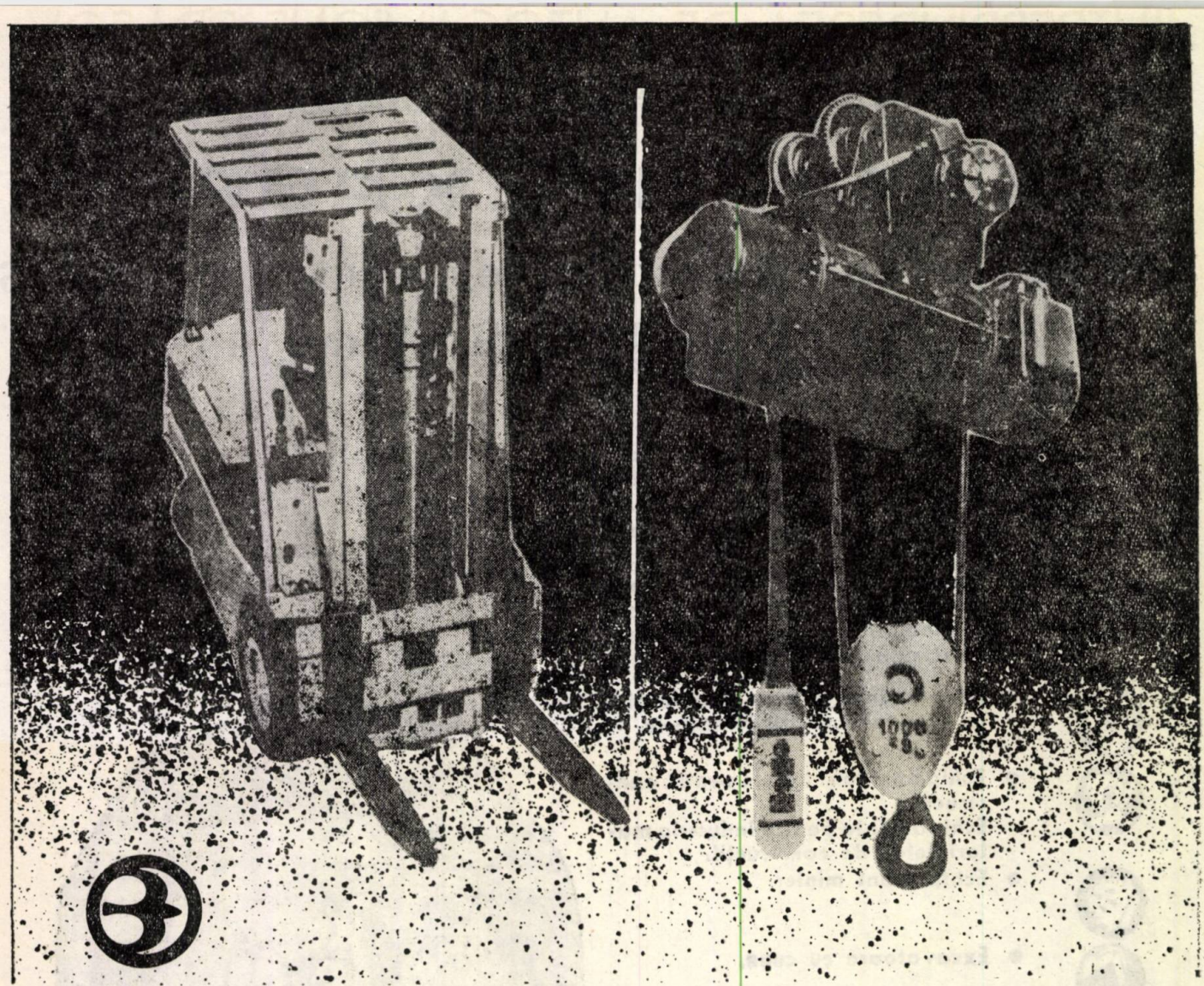
- Echipamente și material de foraj pentru exploatări petroliere. Rezervoare de petrol. Echipamente pentru prospecțiuni geologice și geofizice.
- Aparate de ridicat și manipulare: macarale, transportoare, cricuri, palane, ascensoare și elevatoare, scări rulante . . .
- Echipamente pentru metalurgie, de laminare pentru turnătorie.
- Echipamente și utilaje pentru construcții.
  Echipamente pentru industria materialelor de construcții.
- Echipament minier.
- Excavatoare cu cupe.
- Echipamente de întreținere și depanare. Piese de schimb.

ECHIPAMENTELE ȘI UTILAJELE NOASTRE PREZINTĂ FIABILITATE, ECONOMICITATE ȘI DURABILITATE. SERVICIUL POSTVÎNZARE ESTE ASIGURAT.

MACHINOEXPORT

☎ 147-15-42 SSSR MOSKVA 117330 MOSKVA V-330 MACHINOEXPORT 7207

PUBLICOM



Cel mai mare exportator de aparate şi echipamente pentru manipulare din Europa

balkancarimpex

VĂ PROPUNE

UN PROGRAM CARE ASIGURĂ ECONOMIA DE EFORTURI, DE TIMP, DE MIJLOACE ŞI SUPRAFEŢE DE DEPOZITARE ÎN: TRANSPORTUL, RIDICAREA, STIVUIREA ŞI STOCAREA PRODUSELOR:

- cărucioare electrice şi termice pentru manipularea produselor;
- palane electrice cu cablu şi cu lanţ ;
- aparate pentru golirea rafturilor ;
- autobuze ;
- camioane, remorci şi semiremorci, vehicule pentru transportul containerelor ;
- containere ;
- baterii de acumulatoare pentru pornire şi tracţiune ;
- motoare diesel ;
- echipamente amovibile ;
- vinciuri hidraulice şi cricuri mecanice ;
- accesorii pentru autovehicule şi piese originale ;
- ansamble şi elemente constitutive, piese de schimb .

Exportator:

balkancarimpex

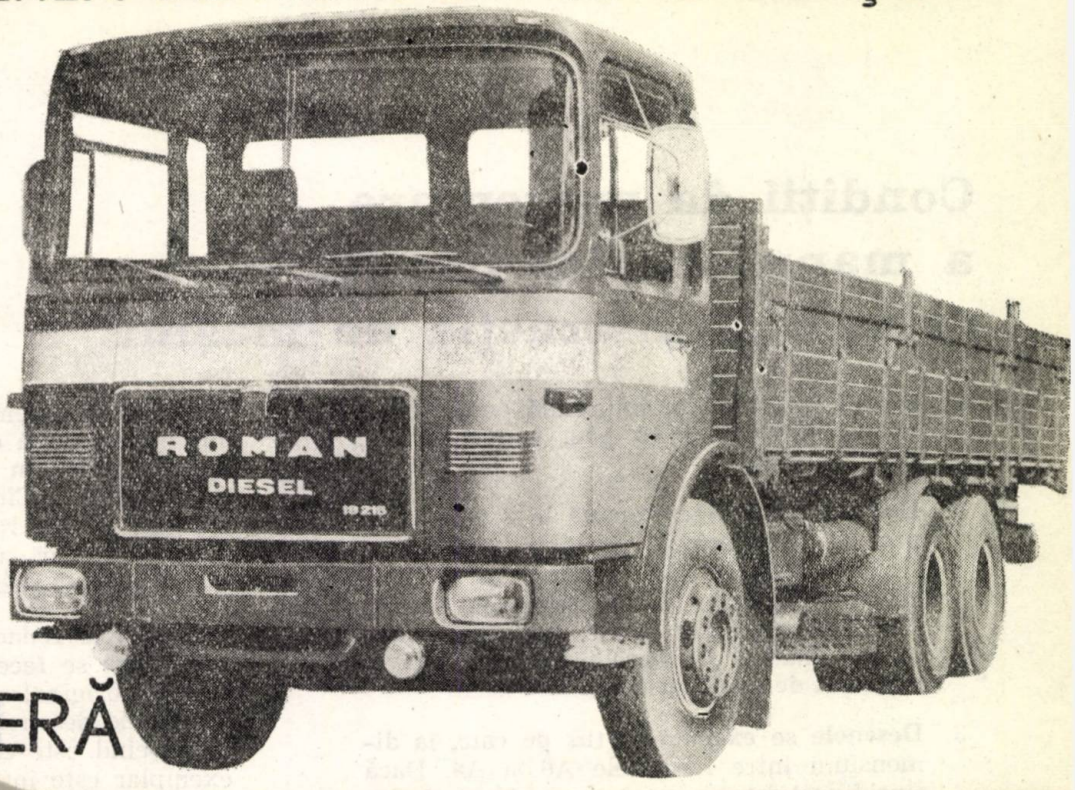
1156 SOFIA, ul. Željo Vojvoda 48

Telefon: 655-01 Telex: 023431/2

Telegrame: BALKANCARIMPEX — Sofia

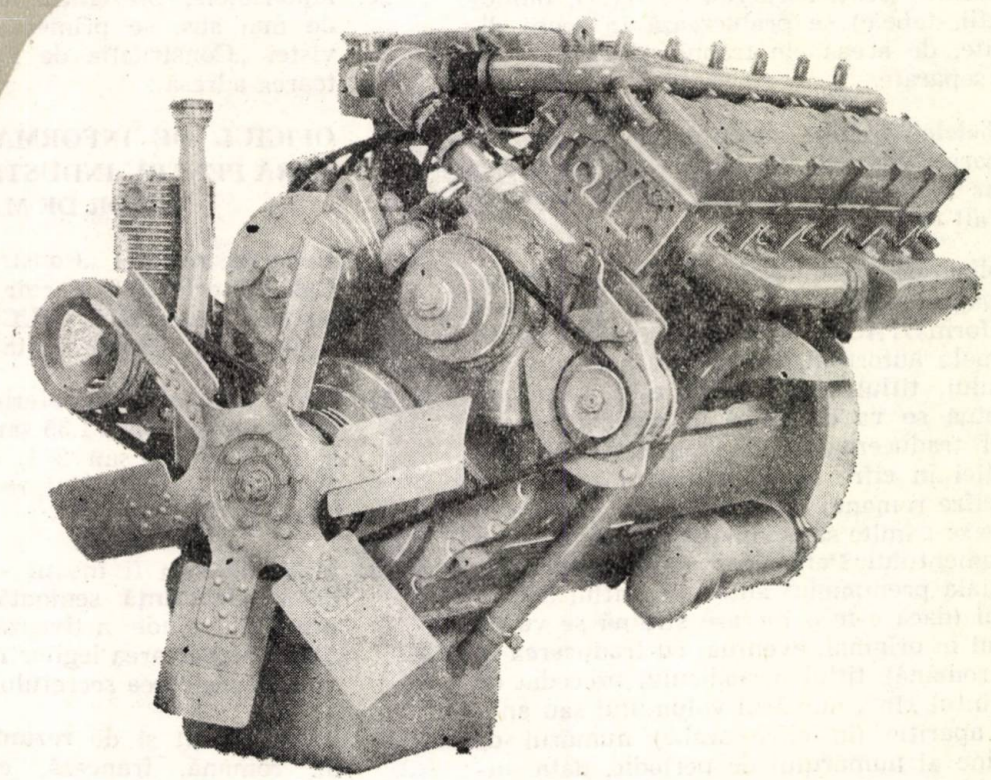
publicom

INTREPRINDEREA DE AUTOCAMIONE BRAŞOV



VĂ OFERĂ

AUTOVEHICULE PUTERNICE, DESTINATE TRANSPORTULUI DE MĂRFURI ŞI PRODUSE INDUSTRIALE PE DRUMURI AMENAJATE ŞI NEAMENAJATE, ECHIPATE CU MOTOARE DIESEL DE 135 - 215 - 256 CP, CU MASA TOTALĂ RULANTĂ ÎNTRE 9450 — 26000 KG ŞI MASA TOTALĂ RULANTĂ ÎN AUTOTREN PÎNĂ LA 38000 KG.



ÎNTREPRINDEREA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.

8. Autorul trebuie **să garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Cal. Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

GRÜNDUNGSJAHR 1904

Staatsunternehmen

Vulcan Werke

București ROMANIA

- KRAFTWERKSAUSRÜSTUNGEN

— Kraftwerks — und Industriedampfkessel mit Leistungen von 10 t/h bis 1035 t/h

— Warm — und Heisswasserkessel für städtische Fernheizungssysteme mit Leistungen von 10 bis 100 Gcal/h

— Kessel mit speziellem Anwendungsgebiet: Abhitzekessel für Hüttenöfen, für die chemische Industrie, usw.

— Kraftwerksanlagenteile: Heisswasserbereiter, Filter, CO_2 — Entgaser, Behälter — in einer reichen Auswahl an Typen und Abmessungen

- ERDÖLFÖRDERUNGSRÜSTUNGEN

— Pumpeneinheiten mit Förderleistungen von 3 bis 15 to, nach rumänischen Normen

— API — Pumpeneinheiten mit Förderleistungen von 5 bis 16 to, Ausführungstypen mit gewöhnlicher (klassischer) Geometrie oder mit vorderseitiger Geometrie.

Exportbeziehungen mit 28 Ländern in 5 Erdteilen

KONSTRUKTIONSVARIANTEN FÜR VERSCHIEDENE FEUERUNGSSYSTEME: SCHWERÖL, ERDGAS, BRAUNKOHLE, BITUMENHALTIGE SCHIEFER, SÄGEMEHL, SONNENBLUMENSCHOTEN UND ANDERE INDUSTRIEABFÄLLE

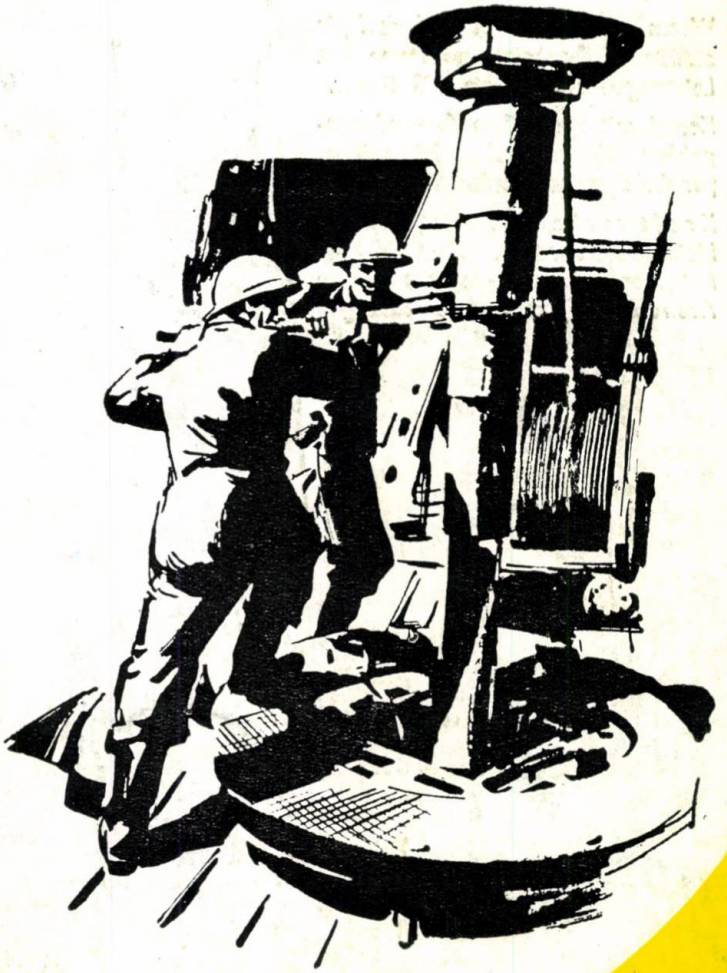
Str. Sebastian nr. 88 • Telex 11-127 • Phone 31.00.81

INSTITUTUL DE CERCETARE STIINTIFICA SI INGINERIE TEHNOLOGICA PENTRU UTILAJ PETROLIER SI MINIER

IPCUP

25

6 OKT 1980



25 DE ANI DE EXPERIENȚĂ ÎN DOMENIUL CERCETĂRII ȘTIINȚIFICE ȘI INGINERIEI TEHNOLOGICE PENTRU INSTALAȚII ȘI ECHIPAMENTE DE FORAJ PETROLIER (TERESTRU, MARIN ȘI MINIER), GEOLOGIC. ECHIPAMENTE DE EXTRACȚIE, SCULE, SAPE DE FORAJ ȘI ARMĂTURI.

3479
EDITURA
R

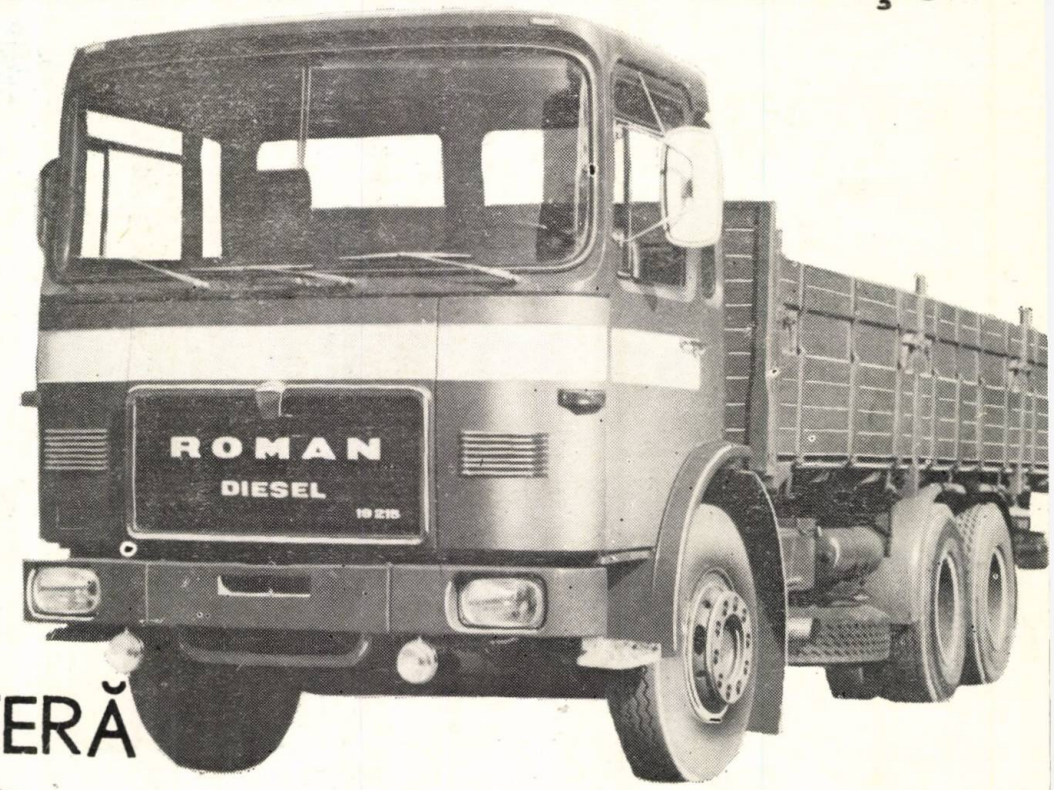
MECANICĂ
FINĂ

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

6

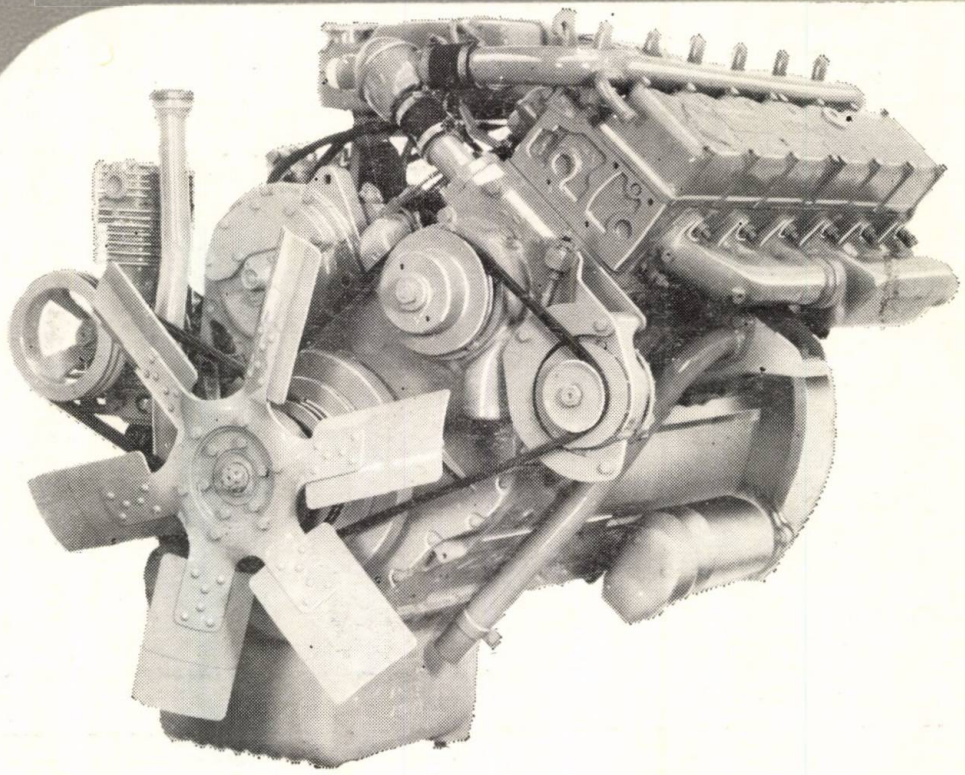
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ ANUL XXXII ■ IUNIE ■ 1980

ÎNTREPRINDEREA DE AUTOCAMIONE BRAŞOV



VĂ OFERĂ

AUTOVEHICULE PUTERNICE, DESTINATE TRANSPORTULUI DE MĂRFURI ŞI PRODUSE INDUSTRIALE PE DRUMURI AMENAJATE ŞI NEAMENAJATE, ECHIPATE CU MOTOARE DIESEL DE 135 - 215 - 256 CP, CU MASA TOTALĂ RULANTĂ ÎNTRE 9450 — 26000 KG ŞI MASA TOTALĂ RULANTĂ ÎN AUTOTREN PÎNĂ LA 38000 KG.



ÎNTREPRINDEREA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV
STR. POIENELOR NR. 5 TEL. 37222 TELEX 012203

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXII, 6 iunie 1980

CUPRINS

Mecanică fină

1. Elemente elastice traductoare și motoare

DEMIAN, T., KOSTRAKIEVICI, S., ZAZU, M. : **Aspecte noi privind determinarea caracteristicii tuburilor manometrice elicoidale.** 311

CURIȚA, I., KOSTRAKIEVICI, S., NIȚĂ, D. : **O nouă metodă de proiectare a arcurilor spirale plane motoare.** 314

CONSTANTIN, F., OLARIU, V., CONSTANTIN, G. : **Sesizor de frecvențe critice.** 319

BÎTCĂ, V., ROȘU, G. : **Calculul automat al arcurilor elicoidale de compresiune.** 323

2. Elemente de rezumare ale sistemelor mobile din mecanica fină.

PASCU, A. : **Aspecte constructive și de calcul privind lagărele cu aer pentru mese rotative.** 325

STIHARU, I. : **Încercări experimentale ale unor noi materiale de lagăre, din mase plastice, pentru construcția de aparate.** 329

DEMIAN, I., TUDOR, D. : **Noi aparate pentru studiul tribologic al lagărelor utilizate în mecanica fină.** 332

3. Transmisii mecanice din construcția de aparate

DEMIAN, T., NIȚU, C. : **Asupra calculului roților dințate cilindrice din materiale plastice.** 334

GRECU, E. : **Calculul raportului de transmitere instantaneu pentru transmisia formată din melc arhimedic și roată dințată cilindrică cu dinți înclinați.** 340

DEMIAN, T., YASEEN, Y. : **Contribuții privind compensarea erorilor la transmisiile cu bandă în aparate.** 344

CURIȚA, I., PASCU, A. : **Asupra unor aspecte ale calculului de rezistență al angrenajului melcat.** 347

CRĂCIUNOIU, C. : CENUȘĂ, A., VOLINTIRU, M. : **Elemente de funcționare și proiectare ale imprimantelor termice.** 350

TUDOR, D. : **Uzura flancurilor — criteriu de distrugere a roților dințate din mecanica fină.** 355

4. Tîrguri și expoziții

KEDVEȘ, E. : **Construcția de mașini la TIBCO 1980** 359

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : asist. ing. Valeriu Banu

SUMARE

CZ : 681.2 : 531.787

Demian, T., Kostrakievici, S., Zazu, M.: **Aspecte noi privind determinarea caracteristicii tuburilor manometrice elicoidale.**

Tuburile manometrice de tip elicoidal sînt avantajoase deoarece avînd o deformaţie mare a capătului liber se pot utiliza în construcţia de aparate fără mecanism de amplificare. Luînd ca bază de comparaţie tubul Bourdon s-a dezvoltat o metodă de calcul pentru determinarea deplasării capătului liber din condiţii cinematice şi dinamice. Pentru prima dată în literatura de specialitate se consideră şi influenţa unghiului de înclinare a spirelor verificată pe cale experimentală, şi se pune la îndemîna proiectanţilor de aparate o metodică mai precisă de determinare a caracteristicilor tuburilor manometrice elicoidale.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 5 fig., 1 tab., 3 ref.

CZ : 621.888 : 621.272

Curiţa, I., Kostrakievici, S., Niţă, D.: **O nouă metodă de proiectare a arcurilor spirale plane motoare.**

Metoda obişnuită se bazează pe o relaţie de calcul empirică iar, în majoritatea cazurilor, condiţiile de rezistenţă nu sînt satisfăcute, banda de arc avînd elasticitate limitată. Metoda propusă se bazează pe utilizarea unor nomograme de calcul, care porneşte de la determinarea razei de curbură pînă la care poate fi deformată o lamelă elastică din oţel de arc. Pentru rapoartele R_k/h şi R_a/h se obţin valori de 5...6 ori mai mari, iar pentru raportul R_k/R_h — valori mai mici ($\simeq 2$).

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 6 fig., 3 ref.

CZ : 681.17

Constantin, F., Olariu, V., Constantin, G.: **Sesizor de frecvenţe critice.**

Articolul descrie construcţia şi funcţionarea unui nou model de sesizor de frecvenţe critice, care poate funcţiona şi ca avertizor optic sau sonor al unor frecvenţe critice de rezonanţă. De asemenea, se prezintă un studiu teoretic pe un model matematic. Datele experimentale obţinute cu ajutorul aparatului confirmă rezultatele teoretice cu o abatere de circa 8%. În final, se dau caracteristicile aparatului.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 3 fig., 3 ref.

CZ : 621.888:621—272

Bîtcă, V., Roşu, G.: **Calculul automat al arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune.**

Calculul arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune constă dintr-o dimensionare pe baza parametrilor funcţionali şi constructivi necesari a fi realizaţi, şi o verificare la flambaj. Relaţiile de calcul sînt prezentate într-o formă convenabilă rezolvării pe un calculator de birou.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 4 fig., 3 ref.

CZ : 621—233:621.822

Pascu, A.: **Aspecte constructive şi de calcul privind lagărele cu aer pentru mese rotative.**

Lucrarea analizează variantele cnostructive ale meselor rotative la care se aplică soluţia clasică de sprijinire a părţii mobile — un lagăr radial cilindric şi unul sau două lagăre axiale plane, circulare. Un exemplu de calcul furnizează valori numerice concrete pentru caracteristica de portanţă, rigiditatea axială şi rigiditatea faţă de un moment de răsturnare ale lagărelor mesei. Pentru micşorarea erorilor cauzate de abaterile de poziţie ale suprafeţelor lagărului, se propune utilizarea a două lagăre radial-axiale cu suprafeţe sferice.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 7 fig., 5 ref.

CZ : 621.822:681

Stiharu, I.: **Încercări experimentale ale unor noi materiale de lagăre din mase plastice pentru construcţia de aparate.**

Lucrarea se referă la descrierea principiului utilizat pentru măsurarea momentelor de frecare din lagăre cilindrice radiale, specifice mecanicii fine. Sînt prezentate de asemenea rezultate experimentale obţinute cu lagăre din PTFE aditivat.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 6 fig., 4 ref.

CZ : 621.822:681

Demian, T., Tudor, D.: **Noi aparate pentru studiul tribologic al lagărelor utilizate în mecanica fină.**

Articolul prezintă două standuri, de concepţie originală, proiectate şi executate folosindu-se sistemul de măsurare de tip pendul, cu încărcarea suplimentară a lagărelor cu greutăţi suplimentare. Standurile permit studiul unor aspecte tribologice ale construcţiei de lagăre din mecanica fină, ca: materialele utilizate (produse sinterizate, pietre preţioase), labrificaţia cu gaze, frecarea şi uzura rulmenţilor miniaturali, comportarea lubrifianţilor din mecanica fină.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 4 fig., 2 tab., 2 ref.

CZ : 621.833

Demian, T., Niţu, C., Grecu, E.: **Asupra calculului roţilor dinţate cilindrice din materiale plastice.**

Articolul prezintă, în premieră, calculul roţilor dinţate din materiale plastice. Se insistă şi se dau date asupra roţilor dinţate din construcţia de aparate, deci, care transmit puteri mici. Aplicaţiile se referă la materialele plastice din care se fabrică roţile dinţate, pentru mecanica fină, în ţara noastră.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 7 fig., 1 tab., 4 ref.

CZ : 621.833

Grecu, E.: **Raportul de transmitere instantaneu al transmisiei melc arhimedic — roată dinţată cilindrică cu dinţi înclinaţi.**

Este prezentat calculul unor elemente geometrice ale angrenajului simplificat melc arhimedic — roată dinţată cilindrică cu dinţi înclinaţi cu profil în evolventă. Utilizînd elemente generale de calcul vectorial, particularizate pentru acest angrenaj, se determină — în final — raportul instantaneu de transmitere, funcţie de elementele geometrice şi de coordonatele curbilinii ale suprafeţei elicoidale a roţii dinţate.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 5 fig., 4 ref.

CZ : 621.85

Demian, T., Yaseen, Y.: **Contribuţii privind comportarea erorilor la transmisiile cu bandă în aparate.**

Fiind suficient de precise, transmisiile cu bandă capătă o extindere tot mai mare în construcţia de aparate. În articol se studiază problemele care trebuie avute în vedere pentru ridicarea preciziei. Se determină erorile prin calcul şi se fac încercările experimentale pe un stand de construcţie originală. Se dau soluţii utile pentru proiectant şi constructor în vederea compensării sau reducerii erorilor existente.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 7 fig., 2 ref.

CZ : 621.833:681

Curiţa, I., Pascu, A: **Asupra unor aspecte ale calculului de rezistenţă a angrenajului melcat.**

În lucrare sînt prezentate variante ale relaţiilor pentru calculul la uzură al danturii angrenajului melcat. Acestea ţin seama de faptul, că, în mod obişnuit, în construcţiile de mecanică fină şurubul melc şi roata melcată sînt din materiale diferite.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 3 fig., 2 ref.

CONTENTS

DC : 681.2:531.787

Demian, T., Kostrakievici, S., Zazu, M.: **New Aspects Concerning the Establishing of the Characteristics of Helical Gauge Tubes.**

Helical gauge tubes show the advantage of having a big deformation of the free end, that enables their use in the construction of instruments without amplifying mechanism. Taking the Bourdon tube as comparison basis, a calculation method has been developed for establishing the free end displacement under kynematic and dynamic conditions. The specialist literature takes for the first time nito account the influence of the thread inclination angle, experimentally verified, while the relevant designers of instruments are provided with a practical method of establishing the characteristics of the helical gauge tubes.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 5 fig., 1 tab., 3 pap.

DC : 621.888:621—272

Curiţa, I., Kostrakievici, S., Niţă, D.: **A New Method of Designing Plane Driving Spiral Springs.**

The usual method is based on an empirical calculation relation, while, in most cases, the resistance conditions are not met, the spring band having a limited elasticity. The new method is based on the use of calculation nomograms and starts from the establishing of the maximum radius of curvature allowing the deformation of a spring steel elastic blade. For the R_k/h and R_a/h ratios values 5...6 times higher are obtained, while for the R_k/R_h ratio smaller values are obtained ($\simeq 2$).

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 6 fig., 3 pap.

DC : 681.17

Constantin, F., Olariu, V., Constantin, G.: **Critical Frequency Feeler.**

The paper describes the structure and operation of a new type of critical frequency feeler, which can also do the job of a visual or accoustic warning device for certain critical resonant frequencies. The experimental data obtained with the instrument have confirmed the theoretical results with an 8 p.c. deviation. The specifications of the instrument are given in conclusion.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 3 fig., 3 pap.

DC : 621.888:621—272

Bîlcă, V., Roşu, G.: **Automated Calculation of Compression Coiled Springs.**

The computation of compression Coiled Springs consists of a sizing based on the operating and structural parameters to be achieved and a buckling test. The calculation relations are presented in a form suitable form their solving with a desk-top calculator..

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 4 fig., 3 pap.

DC : 621—233:621.822

Pascu, A.: **Design and Calculation Aspects Concerning Air Bearings for Rotary Tables.**

The paper makes the analysis of the rotary tables design versions where the standard supporting solution of the mobile part applies, i.e. a cylindrical radial bearing and one or two flat circular thrust bearings. A calculation example supplies concrete numerical values for the load capacity, axial stiffness and rigidity towards the maximum torque of the table bearings.

The use of two radial-axial bearings with spherical surfaces is suggested for reducing the errors caused by the position deviations of the bearing surfaces.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 7 fig., 5 pap.

DC : 621.822:681

Stiharu, I.: **Experiments of New Materials for Plastic Bearings Used in Instruments Construction.**

The paper describes the principles of friction moments measuring in radial cylindrical bearings, specific to fine mechanics. The experimental results obtained with additivated PTFE bearings are also presented.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 6 fig., 4 pap.

DC : 621.822:681

Demian, T., Tudor, D.: **New Instruments for the Tribological Study of Fine Mechanics Bearings.**

The paper presents two stands of original design. The pendulus type measuring system is used for their design and manufacture, with additional weight loading of bearings. The stands enable the study of certain tribological aspects related to the manufacture of fine mechanics bearings, including the materials used (sintered products, precious stones), gas lubrication, friction and wear of miniature bearings, behaviour of fine mechanics lubricants.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 4 fig., 2 tab., 2 pap.

DC : 621.833

Demian, T., Niţu, C.: **On the Calculation of Plastic Spur Gears.**

The paper presents for the first time the calculus of plastic gear wheels. Data are given about gear wheels used in the manufacture of instruments, therefore conveying small power. Practical applications refer to plastics used in the production of gear wheels for fine mechanics in our country.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 7 fig., 1 table, 4 pap.

DC : 621.833

Grecu, E.: **Instantaneous Transmission Ratio of Archimedical Worm Gear Reduction with Cylindrical Wheels.**

The paper presents the calculation of certain geometrical elements of the simplified archimedic worm gear with screw cylindrical wheels of involute section. Using general vectorial calculus elements specially adapted to this gear type, the final instantaneous transmission ratio is determined, function of the geometrical elements and the curvilinear coordinates of the gear wheel helical surface.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 5 fig., 4 pap.

DC : 621.85

Demian, T., Yaseen, Y.: **Contributions Concerning the Error Behaviour of Belt Transmission within Instruments.**

Owing to their accuracy, belt transmissions are increasingly used in the manufacture of instruments. The paper dwels upon the problems to be considered for improving their accuracy. Errors are computed and experiments are effected on a stand of original design. Useful solutions are given for both the designer and manufacturer with a view of compensating or even reducing the existing errors.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 7 fig., 2 pap.

DC : 621.833:681

Curiţa, I. Pascu, A.: **Certain Aspects Concerning the Stress Calculation of Worm Gears.**

The paper presents some versions of the wear stress calculation relations of worm gear toothing. They are established considering that in fine mechanics both endless screws and spiral wheels are made of different materials.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 3 fig., 2 pap.

SOMMAIRE

CD : 681.2:531.787

Demian, T., Kostrakievici, S., Zazu : **Aspects relatifs à la détermination des caractéristiques des tubes manométriques hélicoïdaux.**

Les tubes manométriques de type hélicoïdal sont avantageux car, ayant une grande déformation de l'extrémité libre, ils peuvent être utilisés à la construction d'appareils sans mécanisme d'amplification. En prenant comme base de comparaison le tube Bourdon, on a développé une méthode de calcul pour déterminer le déplacement de l'extrémité libre dans des conditions cinematiques et dynamiques. Pour la première fois dans la littérature de spécialité, on considère aussi l'influence de l'angle d'inclinaison des enroulements, vérifiée par voie expérimentale, et on met à la disposition des ingénieurs de projets des appareils une méthode de meilleure précision pour déterminer les caractéristiques des tubes manométriques hélicoïdaux.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 5 fig., 1 tab., 3 réf.

CD : 621.888:621—272

Curiţă, I., Kostrakievici, S., Niţă, D. : **Une nouvelle méthode de conception des ressorts spiraux plans moteurs.**

La méthode usuelle repose sur une relation de calcul empirique et, dans la plupart des cas, les conditions de résistance ne sont pas satisfaites, la bande du ressort ayant une élasticité limitée. La méthode proposée repose sur l'utilisation de nomogrammes de calcul ; selon cette méthode, on détermine le rayon de courbure maximal qui entraîne la déformation d'une lamelle en acier à ressorts. Pour les rapports R_k/h et R_a/h on obtient des valeurs 5 à 6 fois plus grandes, tandis que pour le rapport R_k/R_h les valeurs sont moindres ($\simeq 2$).

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 6 fig., 3 réf.

CD : 681.17

Constantin, F., Olariu, V. Constantin, G. : **Saisisseur de fréquences critiques.**

Cet article présente la construction et le fonctionnement d'un nouveau modèle de saisisseur de fréquences critiques, capable de fonctionner aussi comme un avertisseur optique ou sonore de certaines fréquences critiques de résonance. On présente également une étude théorique réalisée sur un modèle mathématique. Les données expérimentales, obtenues à l'aide de l'appareil, confirment les résultats théoriques avec un écart de 8% environ. On présente aussi les caractéristiques de l'appareil.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 3 fig., 3 réf.

CD : 621.888:621—272

Bîtcă, V., Roşu, G. : **Calcul automatique des ressorts hélicoïdaux cylindriques de compression.**

Le calcul des ressorts hélicoïdaux cylindriques de compression consiste en un dimensionnement sur la base des paramètres fonctionels et constructifs à réaliser, et en une vérification au flambage. Les relations de calcul sont présentées sous une forme convenable au calcul à l'aide d'une calculatrice de bureau.

Construcţia de maşini, 32 (1930), no. 6, 4 fig., 3 réf.

CD : 621—233:621.822

Pascu, A. : **Aspects constructifs et de calcul concernant les paliers sphériques pour tables rotatives.**

L'ouvrage analyse les variantes constructives des tables rotatives auxquelles on applique la solution classique de soutènement de la partie mobile — un palier radial cylindrique et un ou deux paliers axiaux plans, circulaires. Un exemple de calcul fournit des valeurs numériques concrètes pour les caractéristiques de portance, rigidité axiale et rigidité à l'égard d'un moment de basculement des paliers de la table.

En vue de réduire les erreurs causées par les écart de position des surfaces du palier, on propose l'utilisation de deux paliers radiaux-axiaux à surfaces sphériques.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 7 fig., 5 réf.

CD : 621.822:681

Stiharu, I. : **Essais expérimentaux de nouvelles matières plastiques pour paliers, servant à la construction d'appareils.**

L'ouvrage se réfère à la description du principe utilisé à la mesure des moments de frottement dans les paliers cylindriques radiaux, spécifiques à la mécanique de précision. On présente également les résultats expérimentaux obtenus avec des paliers en PTPE additivé.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 6 fig., 4 réf.

CD : 621.822:681

Demian, T., Tudor, D. : **Nouveaux appareils pour l'étude tribologique des paliers utilisés dans la mécanique de précision.**

Cet article présente deux stands, de conception originale, conçus et exécutés en utilisant le système de mesure de type pendule, en chargeant les paliers avec des poids supplémentaires. Ces stands permettent d'étudier certains aspects tribologiques de la construction des palier utilisés dans le domaine de la mécanique de précision : les matériaux utilisés (produits frittés, pierres précieuses), la lubrification à gaz, le frottment et l'usure des roulements miniature, le comportement des lubrifiants dans la mécanique de précision.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 4 fig., 2 tabl., 2 réf.

CD : 621.833

Demian, T., Niţu, C. : **Au sujet du calcul des roues dentées cylindriques en plastiques.**

Cet article présente, en première, le calcul des roues dentées en plastiques. On insiste et on fournit des données sur les roues dentées utilisées aux appareils, done des roues transmettant de faibles puissances. Les applications se réfèrent aux matières plastiques utilisées dans notre pays à la fabrication des roues dentées pour la mécanique de précision.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 7 fig., 1 tabl., 4 réf.

CD: 621.833

Grecu, E. : **Le rapport de transmission instantané de la transmission à vis sans fin d'Archimède — roue dentée cylindrique à dents inclinées.**

On présente le calcul de certains éléments géométriques de l'engrenage simplifié à vis sans fin d'Archimède — roue dentée cylindrique à dents inclinées à profil involuté. En utilisant les éléments généraux du calcul vectoriel, adaptés, à cet engrenage, on détermine finalement le rapport instantané de transmission, en fonction des éléments géométriques et des coordonnées curbilignes de la surface hélicoïdale de la roue dentée.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 5 fig., 4 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 681.2:531.787

Demian, T., Kostrakievici, S., Zazu, M.: **Einige der mit der Bestimmung der Kennwerte der spindelförmigen Meßröhre verbundenen neuen Aspekte.**

Die spindelförmige Meßröhre sind vorteilhaft da sie durch die große Verformung des Kopfendes im Bau der Geräte ohne Verstärkermechanismus Anwendung finden können. Unter der Benutzung der Bourdonfeder als Vergleichsbasis wurde eine Berechnungsmethode zur Ermittlung der Kopfendverstellung unter kinematischen und dynamischen Bedingungen entwickelt. Zum ersten Mal wird in der Fachliteratur auch der experimentell festgestellte Einfluß des Neigungswinkels der Scheckenwindung berücksichtigt, wodurch für die Entwicklung der Geräte eine genaue Methode zur Bestimmung der Kennwerte der spindelförmigen Meßröhre zur Verfügung gestellt wird.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 6, 5 Bild., 1 Tab., 3 Lit.

DK : 621.888.621—272

Curiţă, I., Kostrakievici, S., Niţă, D.: **Eine neue Methode für den Entwurf der Spiraltriebfedern.**

Die herkömmliche Methode beruht auf einem empirisch ermittelten Berechnungsverhältnis, wobei in den meisten Fällen die Widerstandbedingungen beeinträchtigt werden, da das Federband nur eine begrenzte Elstizität aufweist. Die im vorliegenden Beitrag vorgeschlagene Methode beruht auf der Anwendung der Nomogrammen und geht von der Ermittlung des Krümmungsradius bis zu dem eine elastische Federstahllamelle verformt werden kann, aus. Für die Verhältnisse R_k/h und R_a/h werden um 5...6 Mal höhere Werte und für das Verhältnis R_k/R_h niedrigere Werte ($\simeq 2$) erzielt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 6, 6 Bild., 3 Lit.

DK : 681.17

Constantin, F., Olariu, V., Constantin, G.: **Grenzfrequenzfüller.**

Im veröffentlichten Beitrag werden die Konstruktion und die Arbeitsweise eines neuen Modells eines Grenzfrequenzfüllers beschrieben, der auch als optisches oder akustisches Warngerät für kritische Rezonanzfrequenzen eingesetzt werden kann. Ferner wird eine gemäß einem mathematischen Modell durchgeführte theoretische Untersuchung präsentiert. Die experimentell, mit Hilfe des Geräts erzielten Werte bestätigen die theoretischen Ergebnisse mit einer Abweichung von 8%. Abschließend werden die Kennwerte des Geräts veröffentlicht.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 6, 3 Bild., 3 Lit.

DK : 621.888:621—272

Bîtcă, V., Roşu, G.: **Automatische Berechnung der runden Schraubendruckfedern.**

Die Berechnung der runden Schraubendruckfedern besteht aus dem Dimensionieren aufgrund der zu erzielenden Konstruktions — und Betriebsparameter und einer Knickprobe. Die Berechnungsverhältnisse sind derart präsentiert, daß sie auch mit Hilfe einer Bürorechenmachine gelöst werden können.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 6, 4 Bild., 3 Lit.

DK : 621—233:621.822

Pascu, A.: **Einige Konstruktions — und Berechnungsaspekte hinsichtlich der luftgelagerten Rundsiche.**

In der vorliegenden Arbeit werden die bautechnischen Varianten der Luftlageranordnung bei den herkömmlichen Rundtischen analysiert, für die ein zylindrischer Radiallager und ein oder zwei Querlängslager verwendet werden. Ein Berechnungsbeispiel liefert konkrete Zahlenwerte für die Belastbarkeit, Längssteifigkeit und Steifigkeit gegenüber dem Kippmoment. Zur Verminderung der Rundlaufungenauigkeit wird die Verwendung von zwei Querlagern mit sphärischen Oberflächen vorgeschlagen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 6, 7 Bild., 5 Lit.

DK : 621.822:681

Stiharu, I.: **Experimentelle Werkstoffprüfung der im Gerätebau verwendeten Kunststoffgleitteile.**

Im Artikel wird das für die Bestimmung der Reibungsmomente, die in den für die Feinmechanik verwendeten zylindrischen Radiallagern angewandte Prinzip beschrieben. Es werden auch die mit den aus additivierten PTFE gefertigten Lagern experimentell erzielten Ergebnisse veröffentlicht.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 6, 6 Bild., 4 Lit.

DK : 621.822:681

Demian, T., Tudor, D.: **Neue Geräte zur tribologischen Untersuchung der in der Feinmechanik verwendeten Lager.**

Im Artikel werden zwei Stände beschrieben, die nach eigenen Konzept entwickelt und ausgeführt wurden unter Anwendung der Pendelmessung bei zusätzlicher Belastung der Lager. Die Stände ermöglichen die Erforschung einiger mit der Konstruktion der der in der Feinmechanik verwendeten Lager verbundenen tribologischen Aspekte wie: verwendete Werkstoffe (gesinterte Erzeugnisse, Edelsteine), Gasschmierung, Reibung und Verschleiß der miniaturisierten Wälzlager, das Verhalten der in der Feinmechanik verwendeten Schmiermittel.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 6, 4 Bild., 2 Tab., 2 Lit.

DK : 621.833

Demian, T., Niţu, C.: **Zur Berechnung der geradverzahnten Kunststoffstirnräder.**

Im Artikel wird erstmalig die Berechnung der aus Kunststoff ausgeführten Zahnräden präsentiert. Die Angaben beziehen sich vor allem präsentiert. Die Angaben beziehen sich vor allem auf die im Gerätebau verwendeten Zahräder, das heißt auf Zahnräder die zur Übertragung kleiner Leistungen bestimmt sind. Die Anwendungen beziehen sich auf die Kunststoffe aus welchen in Rumänien die in der Feinmechanik verwendeten Zahnräder hergestellt werden.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 6, 7 Bild., 1 Tab., 4 Lit.

DK : 621.833

Grecu, E.: **Übersetzungsverhältnismoment archimedischen Schnecken schraube zylindrisches Schrägzahnrad.**

Präsentiert wird die Berechnung einiger geometrischen Elemente des vereinfachten Getriebes archimedische Schneckenschraube — zylindrisches Schrägzahnrad mit Evolventprofil. Unter Verwendung der allgemeinen Elemente der auf dieses Getriebe bezogenen Vektorrechnung wird der Übertragungsverhältnismoment je nach den geometrischen Elementen und den krummlinigen Koordinaten der Zahnradschraubenfläche ermittelt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 6, 5 Bild., 4 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 681.2 : 531.787

Демиан, Т., Костракиевич, С., Zazy, М. : **Новые взгляды относящиеся к определению характеристики манометрических винтообразных труб.**

Манометрические трубы винтообразного вида — выгодные, ввиду того преподносят большое извращения свободного предела и могут утилизироваться в постройке приборов без механизма расширения. Используя как сравнительную базу трука Бурдон, совершенствовается способ расчета для определения перемещения свободного продоля в кинематических и динамических условиях. На первый раз в литературе специальности считается и влияние уголя наклонения спиральев, проверенное опытным путем, и предостает проектантам приборов тачную методологию определения характеристиков манометрических винтообразных труб.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 6, 5 рит., 1 таб, 3 лит.

ДК : 621.888 : 621-272

Курицэ, И., Костракиевич, С., Ницэ, Д. : **Новый метод проектирования спиральных плоских двигательных пружин.**

Обычный метод основывается на одном соотношение эмпирического расчета, и в большинстве случаев, условия сопротивления не удовлетворены, лента пружины имея ограниченную эластичность.

Предложенный метод основывается на использование некоторых номограм расчета, которые приводят от определения радпаусн искривления до которого может быть деформирована одна эластичная пластинка из стали для пружин. Для отношения R_k/h и R_a/h получается стоимости с 5 — 6 раз выше, а для отношения R_k/R_h — меншие стоимости ($\simeq 2$).

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 6, 6 рис., 3 лит.

ДК : 681.17

Константин, Ф., Олариу, В., Константин, Г. : **Детектор решающих частот.**

Изображаются постройка и ход одного нового образца детектора решающих частот, который мог действовать и как прибор для оптического или звукового предупреждения решающих частот резонанса. Также, показывается теоретическое исследование на одной математической модели. Опытные данные, полученные с помощью прбора подтверждают теоретические результаты с отклонением около 8%. В конце, показываются характеристики прибора.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 6, 3 рис., 3 лит.

ДК : 621.888 : 621-272

Быткэ, В., Рошу, Г. : **Автоматический расчет винтообразных цилиндрических пружин для сжатия.**

Расчет винтообразных цилиндрических пружин для сжатия состоит из учреждения размеров на основе необходимо-реализоваемых функциональных и строительных параметров, также одна проверка сопротивления на продольной изгиб. Соотношения расчета показываются в одном виде продходящем разрешения у калькультора для бюро.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 6, 4 рис., 3 лит.

ДК : 621-233 : 621.822

Паску, Д., : **Строительные и расчетные взгляды о подшипниках с воздухом для ротационных столов.**

Разлагаются строительные варианты ротационных столов у которых употребляется классическое решение подпирания подвижней части — один радиальный цилиндрический подшипник и 1—2 осевые, плоско-клугообразные подшипники. Один пример расчета доставляет численные определенные стоимости для характеристика подъемной силы, осевое негибкость и негибкость у одного момента опрокидывания подшипников стола. Для уменьшения ошибок из-за отклонении положения поверхностей подшипника, намеревается использования двух радиальных осевых подшипников с сферическими поверхностями.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 6, 1 рис., 5 лит.

ДК : 621.822 : 681

Стихару, И. : **Опытные пробы некоторых новых материалов для подшипников из пластичных материалов для строения приборов.**

Показывается принцип используемый за измерения моментов трения цилиндрических радиальных подшипников, специфических тонкой механики. Рассказываются также опытные данные, полученные с подшипниками из PTFE складываемый.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 6, 6 рис., 4 лит.

ДК : 621.822 : 681

Демиан, Т., Тудор, Д. : **Новые приборы для трибологического исследования подшипников используемых в тонкой механике.**

Предлагаются две стенды, оригинального представления, проектироваемые и исполняемые с помощью система измерения типа «маятник», с дополнительной нагрузкой подшипников с дополнительными тяжестями. Стенды позволяют изучения некоторых трибологических взглядов строения подшипников из тонкой механике, как : используемые материалы (синтеризирующие изделия, драгоценные камени), смазывание с газами, трения и изнашивание миниатюральных подшипников, действенность смазывющих из тонкой механике.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 6, 4 рис., 2 таб., 2 лит.

ДК : 621.833

Демиан, Т., Ницу, К. : **О расчете зубчатых колес цилиндрических из пластичных материалов.**

Расказывается, в премьере, расчет зубчатых колес из пластичных материалов. Настаивается и дается данные о зубчатых колес из строения приборов, итак, которые передает маленькие мощности. Употребления ссылаются на пластичных материалах для производства зубчатых колет за тонкой механике в нашей стране.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 6, 7 рис., 1 таб., 4 лит.

CZ : 534.1:681

Crăciunoiu, C., Cenuşă, A., Volintiru, M.: **Elemente de funcţionare şi proiectare ale imprimantelor termice.**

După o scurtă descriere funcţională a principalelor tipuri de imprimante termice, lucrarea analizează cîteva aspecte dinamice ale antrenării pas cu pas a hîrtiei, vizînd, în special, oscilaţiile introduse în mişcarea de rotaţie a tamburului de antrenare propriu-zis.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 11 fig., 1 tab., 4 ref.

CZ : 621.833:681

Tudor, D.: **Uzura flancurilor — criteriu de distrugere a roţilor dinţate din mecanica fină.**

Autorul recomandă o alegere adecvată a angrenajului optim, în funcţie de uzura flancurilor dinţilor. În raport cu aceasta, există criterii practice de alegere a materialului, a tehnologiei de execuţie a jocurilor din lagăre, a sistemului de ungere şi a vitezei periferice de funcţionare pentru roţile dinţate.

Prin măsurarea valorii efective a uzurii, se poate determina modul în care se schimbă capacitatea portantă a danturii şi, astfel, se pot stabili condiţiile de rupere a dinţilor în raport cu uzura lor.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 6, 11 fig., 3 ref.

DC : 534.1:681

Crăciunoiu, C., Cenuşă, A., Volintiru, M.: **Elements of Thermal Printers Working and Designing.**

After a brief functional presentation of the main types of thermal printers, the paper analyses several dynamic aspects of the step-by-step paper feeding, pointing out the oscillations occuring in the feeding drum rotating motion.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 11 fig., 1 tab., 4 pap.

DC : 621.833:681

Tudor, D.: **Thread Side Wear — A Criterion for the Deterioration of Gear Wheels in Fine Mechanics.**

The paper recommends an adequate choice of the best-suited gear, function of the thread side wear. Practical criteria are derived for the choice of material, of the execution technologies, bearing play, lubricating system and peripheral functioning speed of gear wheels. By measuring the wear effective value, one can derive the manner in which the toothing supporting capacity is alterred, and thus the teeth breaking conditions are established function of their wear.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 11 fig., 3 pap.

CD : 621.85

Demian, T., Yaseen, Y.: **Cotributions au comportement des erreurs aux transmissions à bande dans les appareils.**

Etant suffisamment précises, les transmissions à „bande" ont une utilisation de plus en plus fréquente dans la construction des appareils. Cet article étudie les problèmes dont on doit tenir compte en vue de hausser la précision. On détermine les erreurs par voie de calcul et on exécute des essais expérimentaux sur un stand de construction originale. On indique des solutions utiles à l'exécuteur du projet et au constructeur en vue de compenser ou de réduire les erreurs existantes.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 7 fig., 2 réf.

CD : 621.833:681

Curiţa, I., Pascu, A.: **Au sujet de certains aspects du calcul de résistance de l'engrenage à vis sans fin.**

Cet ouvrage présente plusieurs variantes des relations pour le calcul d'usure des dents de l'engrenage à vis sans fin. Ces variantes tiennent compte du fait que, d'habitude, la vis sans fin et la roue hélicoïdale, utilisées dans les constructions de la mécanique de précision, sont réalisées avec des matériaux différents.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 3 fig., 2 réf.

CD : 534.1:681

Crăciunoiu, C., Cenuşă, A., Volintiru, M.; **Eléments de fonctionnemet et de conception des imprimantes thermiques.**

Après une brève description fonctionnelle des principaux types d'imprimantes thermiques, cet article analyse une série d'aspects dynamiques de l'entraînement pas à du papier, en insistant tout particulièrement sur les oscillations introduites dans le mouvement de rotation du tambour d'entraînement même.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 11 fig., 1 tabl., 4 réf.

CD : 621.833:681

Tudor, D.: **L'usure des flancs — critère de destruction des roues dentées dans le domaine ce la mécanique de précision.**

L'auteur recommande un choix adéquat de l'engrenage optimal en fonction de l'usure des flancs des dents. A cet égard, on dispose de critères pratiques concernant le choix du matériau, la technologie d'exécution des jeux dans le palier, le système de graissage et la vitesse périphérique de fonctionnement des roues dentées.

En mesurant la valeur effective de l'usure, on peut déterminer le mode de changement de la capacité portante de la denture et, par conséquent, on peut établir les conditions de la casse des dents par rapport à leur usure.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 6, 11 fig., 3 réf.

DK : 621.85

Demian, T., Yaseen, Y.: **Einige Beiträge hinsichtlich des Fehlerverhaltens bei den in den Geräten verwendeten Bandgetrieben.**

Da die Bandgetriebe eine zufriedenstellende Genauigkeit aufweisen, werden sie immer häufiger im Gerätebau verwendet. Im vorliegenden Artikel werden die Probleme behandelt, die zur Steigerung dieser Genauigkeit zu berücksichtigen sind. Die Fehler werden durch Berechnungen ermittelt und die Versuchsprüfungen erfolgten auf einen nach eigenem Konzept gebauten Stand. Es werden nützliche Losungen sowohl für den Entwurtfsgestalter als auch für den Konstrukteur zur Ausgleichung oder Verminderung der bestehenden Fehler vorgeschlägen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 6, 7 Bild., 2 Lit.

DK : 621.833:681

Curiță, I., Pascu, A.: **Über einige Aspek'e der Verschleißberechnung bei den Schneckengetrieben.**

Im Artikel werden Varianten der Verhältnisse für die Verschleißberechnung bei den Schneckengetriebe präsentiert. Bei der Ermittlung der Berechnungsverhältnisse wurde die Tatsache berücksichtigt, daß bei den Erzeugnissen der Feinmechanik Schnecke und Schneckenrad aus verschiedenen Werkstoffen gefertigt sind.

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 6, 3 Bild., 2 Lit.

DK : 534.1:681

Crăciunoiu, C., Cenușe, A., Volintiru, M.: **Betriebs — und Entwurfselemente bei den Thermodruckern.**

Nach einer kurzen Beschreibung der Betriebsart der wichtigsten Thermodruckertypen, werden im Artikel einige Aspekte des dynamischen Schritt-für-Schritt-Mitführens des Papiers analysiert, wobei die in der Drehbewegung der eigentlichen Antriebstrommel auftretenden Schwingungen besonders betont werden.

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 6, 11 Bild., 1 Tab., 4 Lit.

DK : 621.833:681

Tudor, D: **Zahnflankenverschleiß — ein Kriterium für die Zerstörung der in der Feinmechanik verwendeten Zahnräder.**

Der Autor empfiehlt die angemessene Auswahl des Optimalgetriebes entsprechend dem Zahflankenverschleiß. Damit verbunden sind einige praktische Kriterien für die Auswahl des Werkstoffes der Ausführungstechnologie, der Lagerspiele, des Schmiersystems und der Randgeschwindigkeit während des Betriebs der Zahnräder. Durch die Bemessung des effektiven Verschleißwertes. kann auch die Art ermittelt werden, in der sich die Leistungsfähigkeit der Verzahnung verändert, wodurch auch die Bedingungen unter denen. Die Zahne je nach Verschleißgrad abbrechen, festgelegt werden können.

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 6, 11 Bild., 3 Lit.

ДК : 621.833

Греку, Е.: **Мгновенное отношение для передачи у трансмитии нрхимедов улитка — цилиндрическое зубчатое колесо с наклонными зубцами.**

Представляется расчет некоторых геометрических элементов зубчатого механизма упращенного няхимедов улитка — цилиндрическое зубчатое колесо с наклонными зубцами с эвольвентным разрезом. Используя общие элементы векториального расчета, рассказываемые для этого зубчатого механизма, определяется — в коньце — мгновенное отношение для передачи, в соответствии с геометрическими элементами и с криволинейными координатами винтообразной поверхности зубчатого колета.

Construcția de mașini, 32 (1980),
н. 6, 5 рис., 4 лит.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3

ATTENTION !

Les lectures étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3.

ДК : 621.85

Демиан, Т., Иасеен, И.: **Вклады о допускание ошибок у передачи с лентом в приборах.**

Передачи с лентом, — достаточно точные —, получают расширение все больше в строение приборов. Изучаются вопросы которые нужно имеющие в виду для увеличения точности. Определяются ошибки сквозь расчет и делаются опытные пробы на одном стенде оригинального строения. Дается полезные решение для проектирования и конструктора с целью возмещения или уменьшения существующих ошибок.

Construcția de mașini, 32 (1980),
н. 6, 7 рис., 2 лит.

ДК : 621.833 : 681

Курицэ, И., Пасчу, А.: **О некоторых видов расчета сопротивления зубчатого механизма — улитки.**

Показываются варианты соотношении для расчета у изнашивания зубцов зубчатого механизма — улитки. Эти принимают во внимание факт, что, обычно, в строениях тонкой механики винт — улитка и улиткое колесо состоят из разных материалов.

Construcția de mașini, 32 (1980),
н. 6, 3 рис., 2 лит.

ДК : 534.1 : 681

Крэчуною, К., Ченушэ, Н., Волинтиру, М.: **Элементы хода и проектирования термических напечатанных.**

После краткого фукционального описания главных типов термических напечатанных анализируются некоторые динамические виды вовлечения бумаги шаг за шагом, наметив в частности, колебания вводимые в ротационное движение барабана для вовлечения собственно.

Construcția de mașini, 32 (1980),
н. 6, 11 рис., 4 таб., 4 лит.

ДК : 621.833 : 681

Тудор, Д.: **Изнашивание флангов — критерий разрушения зубчатых колес в тонкой механике.**

Автор рекомендует соответствующий отбор наилучшего зубчатого механизма, в зависимости от изнашивания флангов зубцов. В соответствии с этим, существуют практические критерии отбора материала, технологии производства игры подшипников, система смазывания и периферийной скорости функционирования для зубчатых колес. Сквозь измерение действительной стоимости изношения, возможно определять способ в котором изменяется подъемную силу в зубцах, и таким образом устанавливаются условия для разрывании зубцов в соответствии с их изнашиванием.

Construcția de mașini, 32 (1980),
н. 6, 11 рис., 3 лит.

ACHTUNG !

Ausländische Leser Können sich durch ILEXIM — Serviciul export-import presă, P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели инностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137. Telex 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3.

CZ : 621.2:531.787

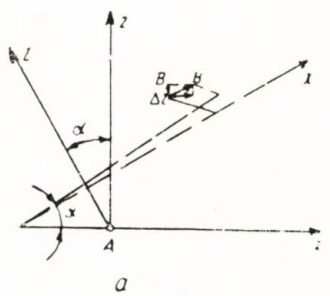
Aspecte noi privind determinarea caracteristicii tuburilor manometrice elicoidale

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN**, as. ing. Sorin **KOSTRAKIEVICI**
ing. Mihai **ZAZU** — Institutul Politehnic București

Tuburile manometrice de tip elicoidal sînt avantajoase deoarece avînd o deformație mare a capătului liber se pot utiliza în construcția de aparate fără mecanism de amplificare. Luîndu-se ca bază tubul Bourdon, de formă circulară, în cele ce urmează se dezvoltă o metodă de calcul pentru determinarea deplasării capătului liber, dedusă din condiții cinematice și dinamice.

Pentru prima dată în literatura de specialitate se consideră și influența unghiului de înclinare al spirelor și se verifică experimental rezultatele obținute.

Pentru determinarea deplasării capătului liber al unui tub manometric elicoidal se asociază două sisteme de axe de coordonate : unul fix, xyz, legat de punctul de încastrare al tubului și unul mobil x'y'z' care conține planul spirei. La efectuarea calculului se va considera că spirele se deformează în mod identic și uniform, că spira este cuprinsă în planul mobil x'y' care formează cu planul fix xy unghiul α (fig. 1, a) de ridicare a elicei și că forma spirei în planul mobil x'y' este eliptică, iar proiecția ei în planul xy este un cerc de rază r_0. Notîndu-se cu ρ_0 raza de curbură a spirei din planul x'y', din figura 1, b rezultă că :



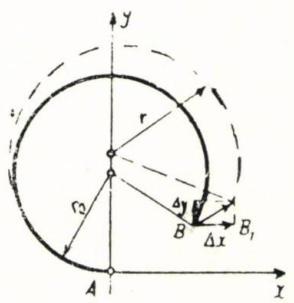


Fig. 1, a, b Sistemele de axe de coordonate fix, xyz, și mobil, x'y'z', adoptate pentru calculul caracteristicii unui tub manometric elicoidal.

$$\rho_0 = \frac{r_0}{\cos^2 \alpha} \tag{1}$$

Coordonatele capătului liber B, raportate la sistemul mobil x'y'z' sînt :

$$x'_{0_B} = \rho_0 \sin (360° - \gamma_0) = -\rho_0 \sin \gamma_0 \tag{2}$$

$$y'_{0_B} = \rho_0 (1 - \cos \gamma_0)$$

care proiectate în sistemul de coordonate fix xyz vor da :

$$x_{0_B} = x'_{0_B} \cos \alpha = -\rho_0 \sin \gamma_0 \cos \alpha \tag{3}$$

$$y_{0_B} = y'_{0_B} = \rho_0 (1 - \cos \gamma_0)$$

$$z_{0_B} = \rho_0 \cdot \gamma_0 \sin \alpha$$

Sistemul (3) de ecuații este valabil pentru condițiile inițiale, cînd presiunea $p = 0$. Pentru $p \neq 0$, relațiile (3) vor fi :

$$x_B = -\rho \sin \gamma \cos \alpha$$

$$y_B = \rho (1 - \cos \gamma) \tag{4}$$

$$z_B = \rho \cdot \gamma \sin \alpha$$

Considerîndu-se că alungirea liniei medii deformate este mult mai mică decît săgeata tubului, $l = \rho \cdot \gamma = \text{ct.}$, iar raza de curbură este variabilă, după înlocuirile corespunzătoare se obține :

$$x_B = -\frac{l}{\gamma} \sin \gamma \cos \alpha$$

$$y_B = -\frac{l}{\gamma} (1 - \cos \gamma) \tag{5}$$

$$z_B = l \sin \alpha$$

Săgeata totală a capătului liber, considerându-se că deformațiile sînt în general relativ mici, după efectuarea calculelor va fi:

$$f = \Delta\gamma \frac{l}{\gamma^2} \cdot \tag{6}$$

$$\cdot \sqrt{(\sin\gamma - \gamma\cos\gamma)^2 \cos^2\alpha + (\gamma\sin\gamma - 1 + \cos\gamma)^2}$$

și dacă se notează, $A = (\sin\gamma - \gamma\cos\gamma)^2$ și $B = (\gamma\sin\gamma - 1 + \cos\gamma)^2$, rezultă:

$$f = \Delta\gamma \frac{l}{\gamma^2} \sqrt{A\cos^2\alpha + B} \quad \text{sau} \quad f = \rho \frac{\Delta\gamma}{\gamma} \Gamma(\gamma). \tag{7}$$

Valorile lui $\Gamma(\gamma)$ sînt date în diagrama din figura 2, a.

Considerînd o spiră circulară plană și o spiră a tubului elicoidal, cu aceleași caracteristici geometrice ale secțiunilor transversale, notînd cu indicele „1" parametrii primului tub și făcînd raportul săgeților celor două spire, rezultă:

$$\frac{f_1}{f} = \cos^2\alpha \sqrt{\frac{A + B}{A\cos^2\alpha + B}} \tag{8}$$

Din relația (8) se observă că sensibilitatea tubului elicoidal, comparativ cu a tubului Bourdon crește cu numărul n de spire și unghiul de înfășurare al elicei, deci a pasului. Influența unghiului α apare și din calculul unghiului relativ de rotație al spirei $\frac{\Delta\gamma}{\gamma}$, care se determină utilizîndu-se metoda energetică aproximativă. Relațiile de calcul sînt:

$$\frac{\Delta\gamma}{\gamma} = p \frac{1-\mu^2}{E} \frac{r^2}{b \cdot h} \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right) \frac{\alpha'}{r^2 h^2 + \beta a^4 \cos^4\alpha} \tag{9}$$

$$\frac{\Delta\gamma}{\gamma} = p \frac{1-\mu^2}{E} \frac{r^2}{bh\cos^4\alpha} \frac{1 - \frac{r \cdot h}{a^2\cos^2\alpha}}{\frac{rh}{a^2\cos^2\alpha} + \frac{h}{12b^2}}, \tag{10}$$

prima valabilă pentru tuburile cu pereți subțiri la care $\frac{h}{b} < 0{,}6$, iar a doua pentru tuburile cu pereți groși cu $\frac{h}{b} > 0{,}6 \ldots 0{,}7$ (h — grosimea peretelui; b — lățimea secțiunii). Se vede că unghiul de înfășurare α al elicei, intervine prin cos α la numitor, deci unghiul relativ de rotire, $\frac{\Delta\gamma}{\gamma}$, la un tub elicoidal, este mai mare decît cel al unui tub manometric plan. Unghiul relativ de rotire fiind cunoscut,

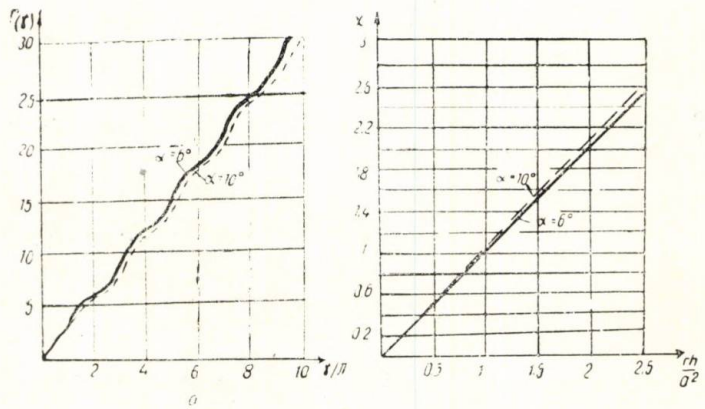


Fig. 2, a, b Diagramele pentru determinarea parametrului $\Gamma(\gamma)$ și a parametrului principal $\varkappa$ pentru două tuburi manometrice cu unghiurile de ridicare ale spirelor de $\alpha = 6°$ și respectiv $\alpha = 10°$

componentele săgeții se obțin pe cale geomerică, aplicîndu-se integrala lui Mohr pentru săgeata totală f:

$$f = \int_s \frac{MM_1}{B_1} ds = \int_s \left(\frac{1}{\rho_0} - \frac{1}{\rho_1}\right) M_1 d\theta, \tag{11}$$

unde ρ_0, ρ_1 sînt razele de curbură înainte și după deformație, iar B_1 — rigiditatea la încovoiere a tubului. Calculele se efectuează în planul spirei x'y' și apoi se raportează la sistemul fix xyz. Se obțin astfel componentele săgeții în plan orizontal f_h și în plan vertical f_v:

$$f_h = p \frac{1-\mu^2}{E} \frac{r^3}{bh\cos^6\alpha} \left(1 - \frac{b^2}{a^2}\right) \cdot \frac{\alpha' \cdot \Gamma(\gamma)}{\beta + \frac{r^2 h^2}{a^4\cos^4\alpha}} \cos\alpha, \tag{12}$$

și

$$f_v = p\frac{1-\mu^2}{E}\frac{r^3}{bh\cos^6\alpha}\left(1-\frac{b^2}{a^2}\right)\cdot \quad (13)$$

$$\cdot\frac{\alpha'\Gamma(\gamma)}{\beta+\dfrac{r^2h^2}{a^4\cos^4\alpha}}\sin\alpha$$

În aceste relații a, b, r, ρ sînt parametrii geometrici cunoscuți, α' și β — coeficienți în funcție de raportul $\frac{a}{b}$, dați pentru tuburile Bourdon, iar $\chi = \frac{\rho\cdot h}{a^2} = \frac{rh}{a^2\cos^2\alpha}$ — parametrul geometric principal, dat în diagrama din figura 2, b.

Pentru verificarea experimentală a caracteristicii astfel determinate s-a realizat un

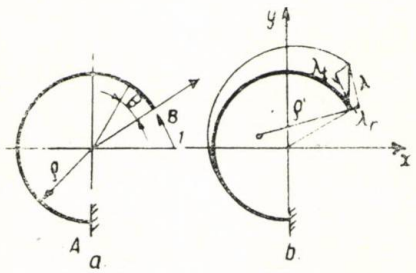


Fig. 3, a, b Tubul manometric de tip Bourdon în stare nedeformată, a, și respectiv în stare deformată b

stand, a cărui schemă simplificată este dată în figura 4, compus dintr-un grup de preparare a aerului **1**, manometrul etalon, **2** dispozitivul de măsurare a deplasării capătului liber al tubului **5** și arcul manometric elicoidal testat **6**. Dispozitivul de măsurare a deplasărilor se compune dintr-un ansamblu de ghidaje care susțin un sistem de două arcuri la-

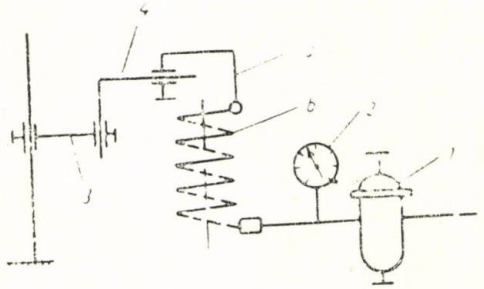


Fig. 4 Schema constructivă a standului utilizat pentru determinarea caracteristicii tuburilor manometrice elicoidale.

1 — grupul de filtrare și reglare a presiunii aerului; *2* — manometrul etalon; *3, 4* — sistem de ghidaje pentru poziționarea palpatorului; *5* — palpatorul pentru măsurarea săgeților pe direcțiile *x, y, z*.

melare pe care sînt dispuse mărci tensometrice. Soluția și montajul acestui stand sînt noi.

S-a ridicat, în prealabil, caracteristica sistemului de arcuri lamelare cu care apoi s-a putut trasa și caracteristica experimentală a tubului manometric elicoidal. Măsurările s-au

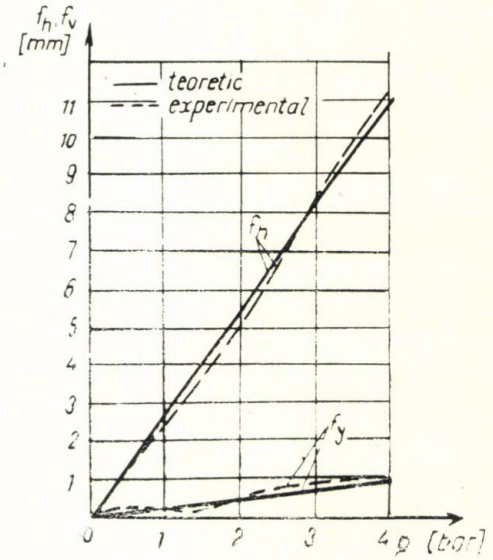


Fig. 5 Caracteristicile teoretice și experimentale obținute pentru un tub manometric elicoidal cu: $2a = 10$ mm, $2b = 3$ mm, $h = 0{,}25$ mm, $r = 19$ mm, $\alpha = 6°$, $n = 6{,}25$ spire.

efectuat în condiții de laborator, pentru un domeniu de presiuni $p = 0 \ldots 4$ bari și un tub elicoidal avînd următoarele caracteristici geometrice: $2a = 10$ mm; $2b = 3$ mm; $h = 0{,}25$ mm; $r = 19$ mm; $\alpha = 6°$; $n = 6{,}25$ spire.

Tabelul 1

Presiunea p [bari]	Săgeata totală în plan orizontal f_h [mm]		Săgeata pe direcție verticală f_v [mm]	
	Teoretic	Experimental	Teoretic	Experimental
0,25	0,701	0,620	0,073	0 110
0,50	1,402	1,380	0,147	0,160
0,75	2,103	2,105	0,220	0,210
1	2,804	2,760	0,294	0,280
1,25	3,505	3,480	0,368	0,360
1,50	4,206	4,130	0,441	0,440
1,75	4,907	4 9 0	0,515	0,520
2	5,608	5,570	0,588	0,580
2,25	6,309	6,320	0,662	0 670
2,50	7 011	7,110	0,736	0,750
2,75	7,712	7,820	0,809	0,830
3	8,413	8,630	0,883	0,910
3,25	9,114	9,410	0,956	0,990
4	11,217	11,650	1,177	1,230

După cum se observă din figura 5 și tabelul 1, caracteristica experimentală este apropiată de cea obținută prin calcul, ceea ce reprezintă o confirmare a relațiilor deduse mai sus.

Cele prezentate pînă aici pun la îndemîna proiectanților și constructorilor de aparate o metodologie mai precisă de determinare a caracteristicii, care înlătură erorile provocate de ignorarea unghiului de înclinare al elicei la tuburile manometrice elicoidale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.:* Elemente constructive de mecanică fină. Editura didactică și pedagogică, București, 1976.

[2] *Boiangiu, D., Paizie, G., Enescu, N.:* Elementele elastice ale mașinilor. Editura tehnică București, 1967.

[3] Wuest, W.: Die Berechnung von Bourdonfedern. In: VDI — Forschungs — Heft 489.

CZ : 621.888:621—272

O nouă metodă de proiectare a arcurilor motoare spirale plane motoare

Șef lucr. ing. Iosif **CURIȚA**, șef lucr. Sorin **KOSTRAKIEVICI**, stud. Daniel **NIȚĂ** — Institutul Politehnic București

Introducere

În condițiile actualei crize de energie apare, de multe ori, necesitatea antrenării mecanice a dispozitivelor și aparatelor care nu au o funcționare continuă și prezintă o durată de lucru limitată.

Arcurile spirale plane motoare sînt elemente elastice, relativ simple, dar proiectarea lor e dificilă, pentru că trebuie îndeplinite, simultan, atît condițiile cinematice impuse, cît și cele de rezistență datorate caracteristicilor materialelor existente.

Dificultatea proiectării, însă, este suplinită de marele avantaj pe care-l prezintă aparatele echipate cu astfel de elemente motoare, și anume, independența lor față de orice fel de sursă energetică.

Calculul arcului spiral plan motor

Prin tema de proiectare se specifică, de obicei, numărul de rotații necesar, n_{nec}, pe care trebuie să-l realizeze arcul, momentul minim necesar pentru acționarea mecanismului, M_{min}, sau alți parametri care să facă posibilă determinarea acestui moment și diametrul carcasei D_k impus din condițiile de gabarit.

Metoda obișnuită, utilizată, pînă în prezent, presupune alegerea, în prealabil, a raportului R_k/h în domeniul de valori: 35 ... 50 și folosirea următoarelor relații de calcul (fig. 1):

$$n_2 = \frac{\rho_1 - R_a}{h}, \qquad (1)$$

$$n_1 = \frac{R_k - \rho_2}{h}, \qquad (2)$$

unde:

n_2 — reprezintă numărul de spire al arcului încărcat;

n_1 — numărul de spire al arcului descărcat;

R_k — raza carcasei;

R_a — raza arborelui;

ρ_1 — raza exterioară de așezare a arcului încărcat;

ρ_2 — raza interioară de așezare a arcului descărcat.

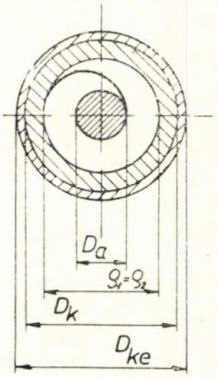


Fig.

Pentru obținerea numărului maxim de rotații trebuie realizat coeficientul de umplere al carcasei $k_u = 0{,}5$ și, astfel, se obține:

$$\rho_1 = \rho_2 = \sqrt{\frac{R_k^2 + R_a^2}{2}} = \rho \qquad (3)$$

În literatura de specialitate se recomandă:

$$R_a = \frac{R_k}{3}, \qquad (4)$$

deci :

$$n_2 = \frac{0{,}745R_k - 0{,}333R_k}{h} = 0{,}412\,\frac{R_k}{h}, \quad (5)$$

$$n_1 = \frac{R_k - 0{,}745R_k}{h} = 0{,}255\,\frac{R_k}{h}, \quad (6)$$

$$n_{nec} \leqslant n_2 - n_1 = 0{,}157\,\frac{R_k}{h} \quad (7)$$

Fiind impuse R_k și n_{nec}, din relația (7) rezultă grosimea h a benzii de arc.

Alegînd numărul de spire al arcului înainte de montare în carcasă :

$$n_0 = n_1 - (2 \ldots 3) \text{ spire}, \quad (8)$$

lungimea arcului devine:

$$l = \pi(R_k + \rho)\, n_1 + 2\pi \cdot R_a = \quad (9)$$
$$= \pi(1{,}745R_k \cdot n_1 + 2R_a)$$

Pentru dimensionarea arcului (determinarea lățimii b a benzii de arc), se calculează

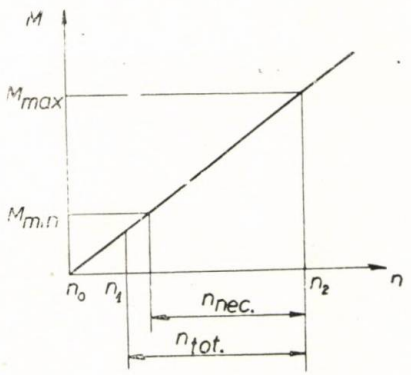


Fig. 2

momentul maxim la care este supus în funcție de cel minim, considerînd caracteristica sa liniară (fig. 2), și anume :

(10)

$$M_{max} = \frac{E \cdot I}{l}\,\theta_{max} = \frac{2\pi \cdot E \cdot I}{l}\,(n_2 - n_0),$$

(11)

$$M_{min} = \frac{E \cdot I}{l}\,\theta_{min} = \frac{2\pi \cdot E \cdot I}{l}\,(n_2 - n_{nec} - n_0),$$

de unde rezultă :

$$M_{max} = \frac{n_2 - n_0}{n_2 - n_{nec} - n_0}\,M_{min} \quad (12)$$

Modulul de rezistență fiind :

$$W_{z\,nec} = \frac{M_{max}}{\sigma_{ai}} = \frac{bh^2}{6}, \quad (13)$$

se obține :

$$b = \frac{6M_{max}}{h^2 \sigma_{ai}} \quad (14)$$

Cu aceste relații, calculul arcului spiral plan motor se încheie, dar momentul maxim este calculat din condiții cinematice și nu din condiții de rezistență. De multe ori, calculele, avînd la bază cele două categorii de condiții, conduc la valori ce diferă foarte mult. Rezultatele diferite obținute pentru momentele maxime se datoresc neconcordanței dintre grosimea h a benzii de arc, determinată cu relațiile cinematice, și cea necesară pentru ca arcul să îndeplinească condiția de rezistență.

Metoda de proiectare propusă prin dimensionarea arcului spiral plan motor pe bază de nomograme de calcul

Dezavantajul principal al metodei obișnuite de calcul a arcului spiral plan motor constă în adoptarea razei arborelui $R_a = R_k/3$. Relația fiind empirică, în majoritatea cazurilor nu satisface condițiile de rezistență, banda de arc avînd o elasticitate limitată. Din acest motiv, calculul propus pornește de la determinarea razei de curbură pînă la care poate fi deformată o lamelă elastică din oțel de arc.

Admițînd ipoteza lui Bernoulli și luînd în considerare un element de arc (fig. 3), se poate determina raza de curbură pînă la care

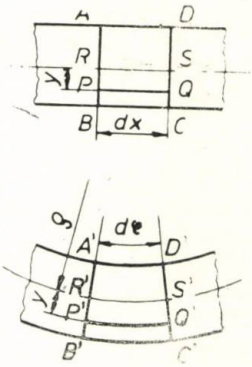


Fig. 3

e posibil să fie deformat elementul, fără a se depăși limita de proporționalitate, și anume :

$$\overline{RS} = \overline{PQ} = dx \quad (15)$$

După deformare rezultă ;

$$\widehat{P'Q'} = (\rho + y)\,d\varphi, \quad (16)$$

$$\widehat{RS} = \rho \cdot d\varphi \quad (17)$$

Aplicînd ipoteza lui Bernoulli se obține :

$$dx = \rho \cdot d\varphi, \tag{18}$$

iar alungirea fibrei PQ :

$$\varepsilon = \frac{\Delta PQ}{\overline{PQ}} = \frac{\Delta(dx)}{dx} = \frac{(\rho + y)\, d\varphi - \rho \cdot d\varphi}{\rho \cdot d\varphi} =$$

$$= \frac{y \cdot d\varphi}{\rho \cdot d\varphi} = \frac{y}{\rho} \tag{19}$$

Ținînd seama de legea lui Hooke se deduce :

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = \frac{y \cdot E}{\rho} \tag{20}$$

Rezultă, deci :

$$\sigma = f(y, \rho), \tag{21}$$

E fiind constant.

Eforturile variind liniar pe secțiune, efortul unitar normal maxim va lua naștere în fibrele extreme, și anume :

$$\sigma_{max} = \frac{h}{2} \frac{E}{\rho} \leqslant \sigma_p \tag{22}$$

Relația care dă raza de curbură, pînă la care poate fi deformată o lamelă dreaptă fără a se depăși limita de proporționalitate σ_p, este :

$$\frac{1}{\rho} \leqslant \frac{2\sigma_p}{h \cdot E} \tag{23}$$

Dacă lamela de arc ar fi deformată inițial la o rază de curbură ρ_1. atunci, în mod analog, se găsește relația :,

$$\frac{1}{\rho_2} - \frac{1}{\rho_1} \leqslant \frac{2\sigma_p}{h \cdot E} \tag{24}$$

Se poate determina, astfel, fie raza de curbură pe care trebuie să o aibă o lamelă de arc pentru a fi deformată pînă la o rază dată, fie raza de curbură la care se poate deforma o lamelă precurbată.

Se observă că raza de curbură, pînă la care poate fi deformată o lamelă dreaptă, depinde de materialul din care este confecționată (E, σ_p) și de grosimea sa h. În cazul unei lamele curbate — preformate, raza de curbură pînă la care poate fi deformată lamela depinde, atît de material și de grosimea sa, cît și de raza inițială de curbură (ρ_1).

Ecuațiile utilizate pentru realizarea nomogramelor s-au determinat, astfel :

— se consideră un arc într-o stare 1 cu numărul de spire n_1, raza de așezare a primei spire fiind r_1, iar R_1 raza de așezare a ultimei spire, și se ia același arc tensionat într-o stare 2, caracterizat prin n_2, r_2, R_2 ;

— cu acești parametri rezultă :

$$n_1 = \frac{R_1 - r_1}{h}, \tag{25}$$

$$n_2 = \frac{R_2 - r_2}{h}, \tag{26}$$

— se notează cu Δn, diferența :

$$\Delta n = n_2 - n_1 = \frac{R_2 - r_2}{h} - \frac{R_1 - r_1}{h} \tag{27}$$

Și se obține, astfel :

$$\Delta n \cdot h = R_2 - r_2 - R_1 + r_1 \tag{28}$$

— ținînd cont de faptul că lungimea arcului rămîne aceeași în ambele stări, se deduce :

$$R_1^2 - r_1^2 = R_2^2 - r_2^2; \tag{29}$$

— relațiile (28) și (29) se aplică pentru un arc destins în exteriorul carcasei, avînd parametrii n_0, R_0, r_0 și pentru același arc destins în carcasă cu n_1, $R_1 = R_k$, $r_1 = \rho$, și rezultă :

$$2h = R_k - \rho - R_0 + r_0, \tag{30}$$

$$R_k^2 - \rho^2 = R_0^2 - r_0^2 \tag{31}$$

S-a considerat, că arcul în stare liberă în exteriorul carcasei are cu 2 spire mai puțin decît arcul în stare destinsă în carcasă.

Aplicînd relațiile (28) și (29) pentru arcul destins în carcasă cu n_1, $R_1 = R_k$, $r_1 = \rho$ și pentru arcul strîns pe arbore cu n_2, $R_2 = \rho$ și $r_2 = R_a$, în cazul realizării unui coeficient de umplere al carcasei maxim $k_u = 0{,}5$ se obțin relațiile :

$$(n_2 - n_1)\, h = \rho - R_a - R_k + \rho, \tag{32}$$

$$\rho^2 - R_a^2 = R_k^2 - \rho^2 \tag{33}$$

Se notează $n_2 - n_1 = n$. (34)

Fiind date h, n și R_a, se pune problema verificării îndeplinirii relației (24) și, apoi, cea a determinării dimensiunilor arcului. Dacă relația (24) nu este satisfăcută, trebuie stabilită valoarea lui R_a pentru realizarea condiției.

Pentru a verifica relația (24) în cazul unei lamele de arc, trebuie determinat r_0, utilizînd relațiile (30), (31), (32) și (33).

Din relația (32) se obține :

$$R_k = 2\rho - R_a - n \cdot h, \tag{32'}$$

care introdusă în relația (33), conduce la :

$$2\rho^2 - 4\,(R_a + n \cdot h)\rho + 2\,R_a^2 +$$

$$+ 2\,R_a \cdot n \cdot h + n^2 \cdot h^2 = 0. \tag{35}$$

Rezultă :

$$\rho_{1,2} = R_a + n \cdot h \pm \frac{\sqrt{4R_a \cdot n \cdot h + 2\,n^2 \cdot h^2}}{2}, \tag{36}$$

deci :

$$\sqrt{4\,R_a \cdot n \cdot h + 2\,n^2 \cdot h^2} > 2\,n \cdot h, \tag{37}$$

din care se deduce :

$$R_a > \frac{n \cdot h}{2} \tag{38}$$

Considerînd că valorile limită sînt $n_{max} = 23$ rotații și $h_{max} = 1$ mm, rezultă $R_a > 11{,}5$ mm și relația (37), respectiv (38) e îndeplinită pentru orice valori ale lui n și h mai mici decît valorile maxime. Soluția cu semnul minus a ecuației de gradul al doilea în acest caz este viabilă, ρ trebuind să fie întotdeauna mai mare decît R_a. Rezultă :

$$\rho = R_a + n \cdot h + 0{,}5\sqrt{4R_a \cdot n \cdot h + 2n^2 \cdot h^2} \tag{39}$$

Din relația (30) rezultă :

$$R_0 = R_k - \rho + r_0 - 2h,$$

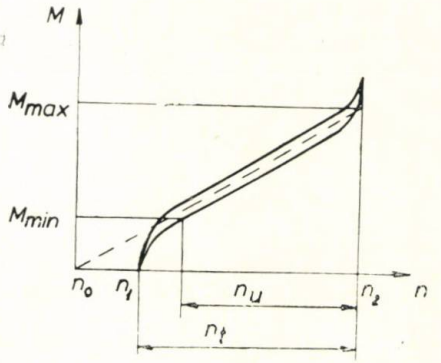


Fig. 4

care împreună cu relația (31) conduce la :

$$r_0 = \frac{R_k \cdot \rho + 2h(R_k - \rho) - \rho^2 - 2h^2}{R_k - \rho - 2h} \tag{40}$$

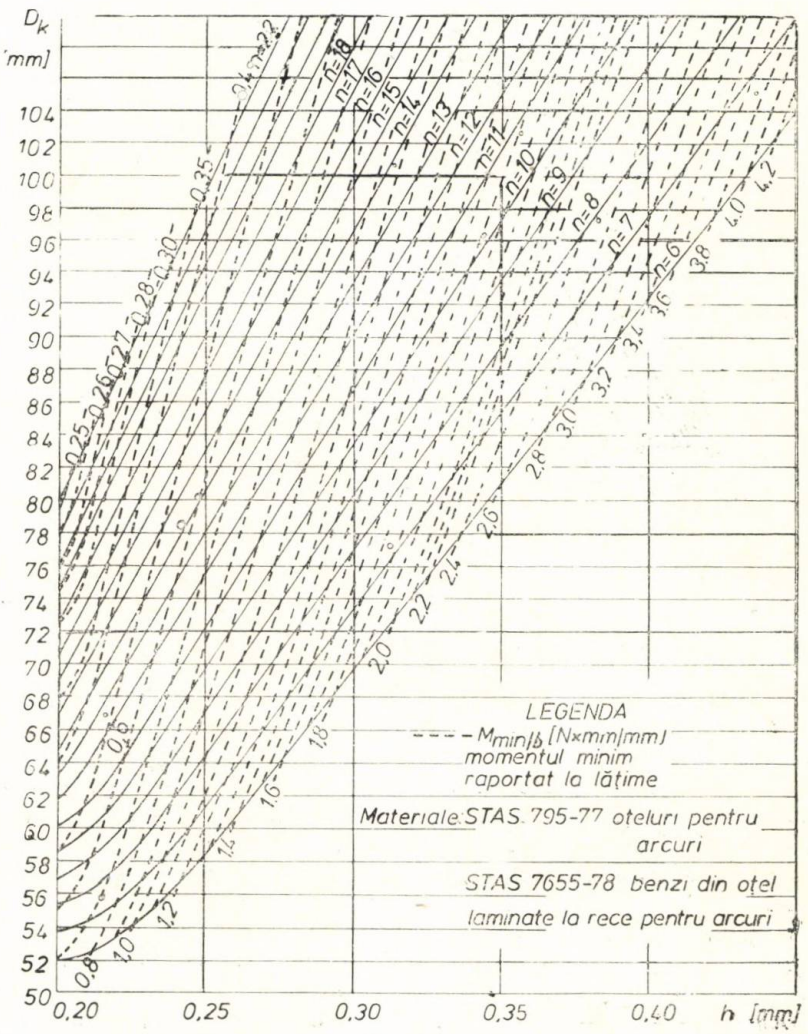


Fig. 5

Condiția ce trebuie îndeplinită este :

$$r_0 \leqslant \frac{1}{\frac{1}{R_a} - \frac{2\sigma_p}{h \cdot E}} \qquad (41)$$

Pentru întocmirea nomogramelor, cunoscîndu-se R_a, h și n s-a procedat astfel :

Datorită frecărilor interne, caracteristica arcului nu va fi liniară, ci va avea alura din figura 4.

Se va considera că $n_{util} = n - 1 = n_2 - n_1 - 1$. Rezultă : (43)

$$\frac{M_{max}}{n_2 - n_0} = \frac{M_{min}}{n_2 - n_u - n_0}, \qquad (44)$$

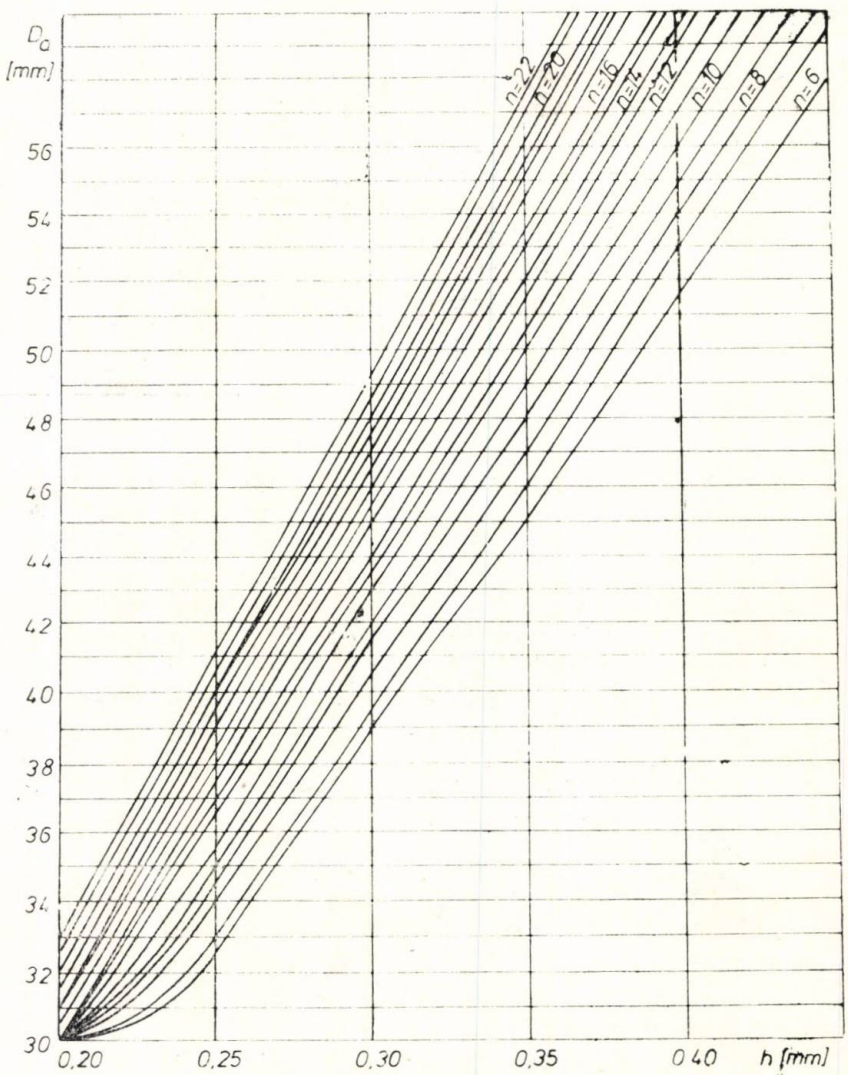


Fig. 6

a) s-a calculat ρ cu relația (39) ;
b) s-a determinat R_k cu relația (32') ;
c) s-a stabilit r_0 cu relația (40) ;
d) s-a verificat dacă condiția (41) este satisfăcută și s-au determinat dimensiunile familiilor de arcuri. Pentru soluțiile la care condiția (41) nu a fost îndeplinită, s-a mărit R_a și s-au reluat calculele.

Cu condițiile impuse, relația momentului maxim devine :

$$M_{max} = \frac{b \cdot h^3 \cdot E(n_2 - n_0)}{6[(R_k + \rho)n_1 + 2R_a]} \qquad (42)$$

dar : $n_0 = n_1 - 2$ și astfel se obține :

$$M_{min} = \frac{3}{n+2} M_{max} \qquad (45)$$

Verificarea la încovoiere se face cu relația :

$$\sigma_{i\,max} = \frac{M_{max}}{W_z} = \frac{6 M_{i\,max}}{b \cdot h^2} \leqslant \sigma_{ai} \qquad (46)$$

Pe baza acestor relații de calcul au fost realizate nomogramele din figurile 5 și 6. Pentru utilizarea nomogramelor se procedează, în modul descris mai jos.

Impunîndu-se numărul de rotaţii n, diametrul carcasei D_k, determinat din condiţii de gabarit şi momentul minim necesar a fi dezvoltat de arc pentru antrenarea mecanismului, $M_{\min nec}$, se duce o paralelă la axa absciselor, corespunzătoare diametrului carcasei, D_k, dat în figura 5. Se stabileşte punctul de intersecţie al acestei drepte cu curba ce reprezintă numărul de rotaţii necesar n şi prin acest punct se duce o paralelă la axa ordonatelor, pînă la intersecţia cu axa absciselor, determinîndu-se, astfel, grosimea de bandă de arc necesară. Dacă pentru aceasta nu rezultă o valoare standardizată, se alege una din cele două valori standardizate apropiate, astfel încît să fie îndeplinită condiţia de gabarit.

Din familiile de curbe $M_{\min}/b$ ne deduce lăţimea b de bandă, cunoscîndu-se $M_{\min nec}$. Dacă punctul de lucru nu se găseşte pe una din curbele $M_{\min}/b$, se determină valoarea acestei mărimi prin interpolare.

Utilizînd diagrama din figura 6, se stabileşte diametrul arborelui de care se fixează arcul, D_a, avînd deja determinate valorile lui b şi h.

Metodele de proiectare utilizate pînă în prezent indicau următoarele game de valori:

$$\frac{R_k}{h} \in [35 \ldots 50]$$

$$\frac{R_a}{h} \in [13 \ldots 15]$$

$$\frac{R_k}{R_a} = 3$$

Prin metoda de determinare a dimensiunilor arcurilor spirale plane motoare cu ajutorul nomogramelor avînd la bază calculele teoretice expuse anterior, se obţin valori de aproape 5 ... 6 ori mai mari pentru rapoartele R_k/h şi R_a/h, iar pentru raportul R_k/R_a mărimi mai mici, care oscilează în jurul valorii 2.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.:* Elemente constructive de mecanică fină. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1976, pag. 82 ... 93.

[2] *Boiangiu, D., Paizie, G., Enescu, N.:* Elementele elastice ale maşinilor. Editura tehnică Bucureşti, 1967, pag. 139 ... 156.

[3] *Wanke, K.:* Beitrag zur Berechnung und Gestaltung von Flachspiralfedern. In „Feingerätetechnik", nr. 10/1963, pag. 461 ....468.

CZ : 631.17

Sesizor de frecvenţe critice

Ing. Florin **CONSTANTIN**, dr. ing. Virgil **OLARIU** — Universitatea Braşov
Ing. Gheorghe **CONSTANTIN** — Întreprinderea nr. 2 Braşov

Lucrarea îşi propune să prezinte construcţia şi funcţionarea unui nou model de sesizor de frecvenţe critice, care poate funcţiona şi ca avertizor optic sau sonor al unor frecvenţe critice de rezonanţă. De asemenea, se prezintă un studiu teoretic pe un model matematic.

Pentru măsurarea şi înregistrarea vibraţiilor mecanice sînt folosite foarte multe aparate construite pe diferite principii. Mai puţin cunoscute sînt cele cu posibilităţi de avertizare optică sau sonoră a unor frecvenţe critice de rezonanţă, a frecvenţelor periculoase în funcţionarea unor maşini-unelte sau agregate. Aparatele existente, construite pe principiul mecanic al dinamometrului, diferă între ele prin cîmpul de măsurare a frecvenţei, prin sensibilitate şi precizie. Acestea, în domeniul mai restrîns de utilizare, preiau vibraţiile pe anumite direcţii, iar tehnologia de execuţie este complexă.

Aparatul construit şi experimentat în cadrul laboratorului de mecanică fină al Universităţii din Braşov se bazează pe un principiu cu totul nou şi înlătură o serie de dezavantaje ale aparatelor existente. Acest aparat constituie obiectul unui brevet de invenţie.

Aparatul, reprezentat în figura 1, poate funcţiona ca sesizor al frecvenţelor critice de rezonanţă şi ca frecvenţmetru, cu largi posibilităţi de utilizare în tehnică.

Folosind un sistem mecanic-elastic cu masă seismică, aparatul are o construcţie simplă şi dimensiuni mici şi poate fi uşor montat în poziţie verticală sau orizontală preluînd vibraţiile pe mai multe direcţii (fig. 1).

S-a constatat că o grindă încastrată la un capăt şi liberă la celălalt, în vibraţie, cu valori ale frecvenţelor situate într-un domeniu foarte larg, are tendinţa de a smulge din

încastrare. Deci, apare o forță axială în încastrare care nu poate fi neglijată. Aparatul menționat (fig. 1) pune în evidență această forță și chiar o măsoară, prin intermediul unui arc elicoidal **3** compensator. S-a ajuns la concluzia că există o legătură directă între mărimea forței axiale și frecvența oscilațiilor grinzii.

Funcționînd pe principiul smulgerii, mai sus amintit, aparatul (fig. 1) se compune dintr-o tijă de oțel **4** avînd la un capăt, fixată cu ajutorul unui șurub **8**, o masă seismică **7**.

sau sonoră a frecvenței critice dorite, sau un releu de comandă automat de întrerupere a acțiunii forței perturbatoare în situații nefavorabile.

În timpul vibrațiilor sistemului elastic, datorită unei forțe perturbatoare periodice, vîrful indicator „f" al opritorului **2** deplasîndu-se spre dreapta comprimînd arcul **3**, închide contactul **K** al circuitului electric de avertizare (fig. 1). Atîta timp cît frecvența critică a fost atinsă și se menține, circuitul electric de avertizare rămîne închis.

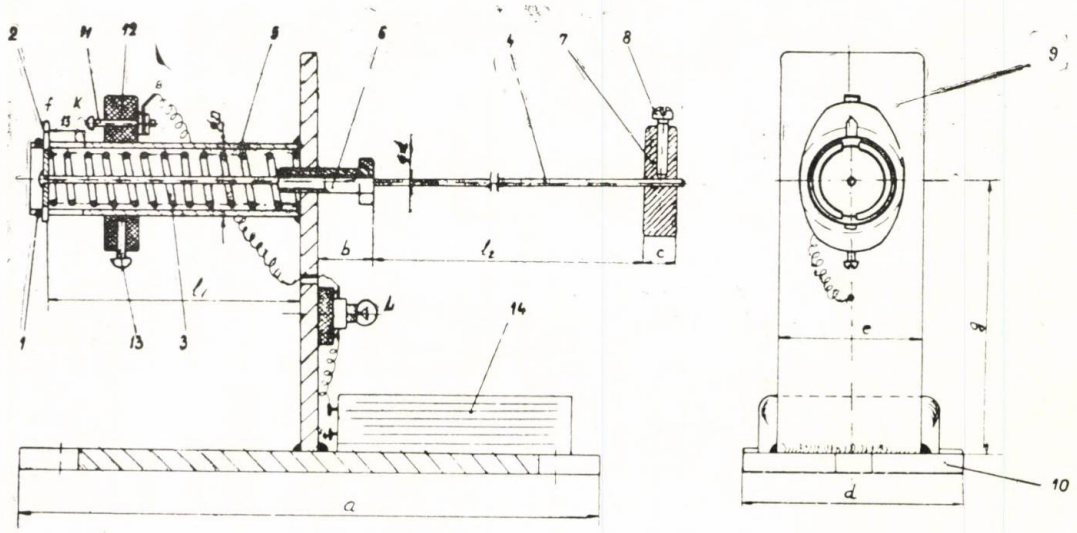


Fig 1 Construcția sesizorului de frecvențe critice.

1 — Inel de siguranță; 2 — Opritor cu vîrf indicator (contact mobil); 3 — Arc elicoidal; 4 — Tijă elastică; 5 — Tub protector; 6 — Șurub de ghidare; 7 — Masă seismică; 8 — Șurub de fixare; 9 — Placă de susținere; 10 — Placă de bază; 11 — Contact fix; 12 — Suport izolant mobil; 13 — Șurub de blocare; 14 — Baterie de alimentare 4,5 V; *L* — Bec de avertizare; *K* — Contact fix; *f* — Contact mobil.

Masa seismică **7** se deplasează pe tija **4** și poate fi fixată în orice poziție, avînd astfel posibilitatea de a schimba continuu frecvența proprie a aparatului, într-un domeniu larg de valori, prin modificarea lungimii l_2. Tija din oțel arc **4** se poate considera încastrată în șurubul de ghidare **6**, în care are posibilitatea să gliseze. În capătul opus tijei elastice este fixat un opritor **2**, cu vîrful „f" pentru indicarea deplasării sau a forței dezvoltate în arcul elicoidal **3**. Arcul este introdus într-un tub protector **5** fixat pe placa de susținere **9**. Prin intermediul plăcii de bază **10**, aparatul se poate fixa în orice poziție pe mașina ale cărei vibrații periculoase vrem să le sesizăm.

Este binecunoscută necesitatea și importanța avertizării atingerii unor frecvențe critice pentru prevenirea unor situații periculoase de rezonanță și evitarea unor pagube materiale.

Aparatului prezentat i se poate adapta ușor un circuit elctric de avertizare optică

Dacă frecvența scade, arcul elicoidal **3** readuce opritorul **2** în mod continuu în poziția inițială, contactul **K** se deschide iar becul de avertizare **L** se stinge.

Masa și gabaritul redus, simplitatea în tehnologia de execuție, sensibilitatea și posibilitatea reglării continue a frecvențelor

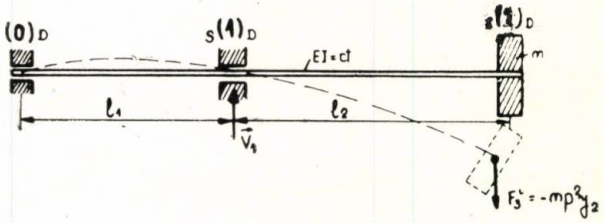


Fig. 2 Modelul de calcul matematic-mecanic.

critice pe care vrem să le sesizăm oferă aparatului multiple utilizări în toate domeniile.

În figura 2 este reprezentat modelul matematic-mecanic al acestui avertizor. Pe acest model simplificat, vom determina pulsa-

ția proprie a sistemului elastic, cu ajutorul matricelor de transfer, folosind metoda Myklestad-Prohl.

Relațiile între vectorii de stare adimensionali, corespunzători punctelor (0), (1) și (2) sînt :

$$[\overline{Z}]_1^S = [\overline{F}]_1 [\overline{Z}]_0 \tag{1}$$

$$[\overline{Z}]_1^D = [\overline{P}]_1 [\overline{Z}]_1^S \tag{2}$$

$$[\overline{Z}]_2^S = [\overline{F}]_2 [\overline{Z}]_1^D \tag{3}$$

$$[\overline{Z}]_2^D = [\overline{P}]_2 [\overline{Z}]_2^S \tag{4}$$

unde :

- $[\overline{Z}]$ reprezintă matricea coloană adimensională a vectorului de stare corespunzător unei secțiuni din dreapta sau stînga ;
- $[\overline{F}]$ matricea de transfer adimensională, corespunzătoare lungimii l_1 sau l_2, pe care nu acționează forțe tăietoare ;
- $[\overline{P}]$ matricea de transfer adimensională, corespunzătoare aceleiași secțiuni unde acționează forțe tăietoare.

Vectorul de stare corespunzător unui punct dintr-o bară elastică solicitată la încovoiere conține patru componente : două deplasări și două eforturi. Acestea sînt săgeata y, panta fibrei medii deformate φ, momentul încovoietor M și forța tăietoare T.

Printr-o schimbare de variabile, matricea coloană a vectorului de stare [Z] devine adimensională $[\overline{Z}]$:

$$[Z] = \begin{bmatrix} -y \\ \varphi \\ M \\ T \end{bmatrix} \longrightarrow [\overline{Z}] = \begin{bmatrix} \overline{y} \\ \overline{\varphi} \\ \overline{M} \\ \overline{T} \end{bmatrix} \tag{5}$$

prin schimbarea :

$$\overline{y} = -\frac{y}{l} ; \quad \overline{\varphi} = \varphi ; \quad \overline{M} = \frac{Ml_1}{EI} ; \quad \overline{T} = \frac{Tl_1^2}{EI} \tag{6}$$

Astfel, relația (1) scrisă explicit devine :

$$\begin{bmatrix} \overline{y} \\ \overline{\varphi} \\ \overline{M} \\ \overline{T} \end{bmatrix}_1^S + \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & \frac{1}{6} \\ 0 & 1 & 0 & \frac{1}{2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}_1 \begin{bmatrix} \overline{y} \\ \overline{\varphi} \\ \overline{M} \\ \overline{T} \end{bmatrix}_0 \tag{7}$$

În matricea de transfer $[\overline{F}]_1$, s-au scris numai elementele coloanelor 2 și 4 deoarece $\overline{Y}_0 = \overline{M}_0 = 0$.

Dacă se notează cu $\vec{V}_1$ reacțiunea din reazemul **1**, relațiile între forțele tăietoare din dreapta și stînga reazemului **1**, unde apare saltul este :

$$[\overline{T}]_1^D = [\overline{T}]_1^S + \overline{V}_1 \tag{8}$$

Punînd condiția de reazem $\overline{Y}_1 = 0$, ecuația matriceală (7) permite să aflăm o relație între T_0 și φ_0, adică :

$$0 = \overline{\varphi}_0 + \frac{1}{6} \overline{T}_0 \tag{9}$$

Această relație la rîndul ei permite exprimarea celorlalte elemente ale vectorului de stare $[\overline{Z}]_1^S$ în funcție de una dintre ele, de exemplu φ_0 :

$$\begin{aligned} \overline{\varphi}_1^S &= -2\overline{\varphi}_0 \\ \overline{M}_1^S &= -6\overline{\varphi}_0 \\ \overline{T}_1^S &= -6\overline{\varphi}_0 \end{aligned} \tag{10}$$

Matricea de transfer $[\overline{F}]_1$ se modifică iar ecuația matriceală (7) devine :

$$\begin{bmatrix} \overline{y} \\ \overline{\varphi} \\ \overline{M} \\ \overline{T} \end{bmatrix}_1^S = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2 & 0 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{y} \\ \overline{\varphi} \\ \overline{M} \\ \overline{T} \end{bmatrix}_0 \tag{11}$$

În baza relației (8) se poate scrie explicit relația (2) între vectorul de stare $[\overline{Z}]_1^D$ și $[Z]_1^S$ dat de expresia (11) :

$$\begin{bmatrix} \overline{y} \\ \overline{\varphi} \\ \overline{M} \\ \overline{T} \end{bmatrix}_1^D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2 & 0 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{y}_0 \\ \overline{\varphi}_0 \\ \overline{M}_0 \\ \overline{V}_1 \end{bmatrix} \tag{12}$$

Între lungimile l_1 și l_2 există relația :

$$l_1 = \beta l_2 \text{ unde } \beta = 0{,}75$$

Cunoscînd coeficientul β și ecuația matriceală (12), relația (3) se va scrie explicit :

$$\begin{bmatrix} \overline{y} \\ \overline{\varphi} \\ \overline{M} \\ \overline{T} \end{bmatrix}_2^S = \begin{bmatrix} 1 & \beta & \frac{\beta^2}{2} & \frac{\beta^3}{6} \\ 0 & 1 & \beta & \frac{\beta^2}{2} \\ 0 & 0 & 1 & \beta \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2 & 0 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 \\ 0 & -6 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{y}_0 \\ \overline{\varphi}_0 \\ \overline{M}_0 \\ \overline{V}_1 \end{bmatrix}$$

sau efectuînd operația de înmulțire rezultă :

$$\begin{bmatrix} \overline{y} \\ \overline{\varphi} \\ \overline{M} \\ \overline{T} \end{bmatrix}_2^S = \begin{bmatrix} 0 & -3{,}18 & 0 & 0{,}07 \\ 0 & -7{,}76 & 0 & 0{,}28 \\ 0 & -6{,}75 & 0 & 0{,}75 \\ 0 & -6 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \overline{y}_0 \\ \overline{\varphi}_0 \\ \overline{M}_0 \\ \overline{V}_1 \end{bmatrix} \tag{13}$$

Luînd în considerare forța de inerție ce acționează asupra mesei m, scrisă sub forma $T_2^S = -mp^2 y_2^S$ și sub formă adimensională

$$\bar{T}_2^S = + \frac{mp^2 l_2^3}{EI} \bar{y}_2^S = \mu \bar{y}_2^S, \qquad (14)$$

relația (4) scrisă explicit devine:

$$\begin{bmatrix} \bar{y} \\ \varphi \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_2^D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \mu & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{y} \\ \varphi \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_2^S =$$

$$= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ \mu & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & -3{,}18 & 0 & 0{,}07 \\ 0 & -7{,}76 & 0 & 0{,}28 \\ 0 & -6{,}75 & 0 & 0{,}75 \\ 0 & -6 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{y}_0 \\ \varphi_0 \\ \bar{M}_0 \\ \bar{V}_1 \end{bmatrix}$$

După înmulțirea celor două matrice pătrate rezultă:

$$\begin{bmatrix} \bar{y} \\ \varphi \\ \bar{M} \\ \bar{T} \end{bmatrix}_2^D = \begin{bmatrix} 0 & -3{,}18 & 0 & 0{,}07 \\ 0 & -7{,}76 & 0 & 0{,}28 \\ 0 & -6{,}75 & 0 & 0{,}75 \\ 0 & (-3{,}18\,\mu - 6) & 0 & (0{,}07\,\mu + 1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{y}_0 \\ \varphi_0 \\ \bar{M}_0 \\ \bar{V}_1 \end{bmatrix} \qquad (15)$$

Punînd condițiile la limită la capătul din dreapta:

$$\bar{M}_2^D = \bar{T}_2^D = 0$$

rezultă ecuația pulsațiilor:

$$\Delta = \begin{bmatrix} -6{,}75 & 0{,}75 \\ -3{,}18\,\mu - 6 & 0{,}07(\mu + 1 \end{bmatrix} = 0 \qquad (16)$$

sau:

$$\mu = 1{,}176$$

deci pulsația proprie este:

$$p = \sqrt{\frac{\mu EI}{ml_2^3}} = \sqrt{\frac{1{,}176 \cdot 4{,}21 \cdot 10^{-1}}{0{,}1 \cdot 0{,}12^3}} = 53{,}52 \left[\frac{\text{rad}}{S}\right] \qquad (17)$$

Frecvența proprie de rezonanță rezultă:

$$\nu = \frac{p}{2\pi} = \frac{53{,}52}{2\pi} = 8{,}51 \text{ Hz}.$$

Datele experimentale obținute cu ajutorul sesizorului de frecvențe critice confirmă rezultatele teoretice cu o abatere de circa 8%.

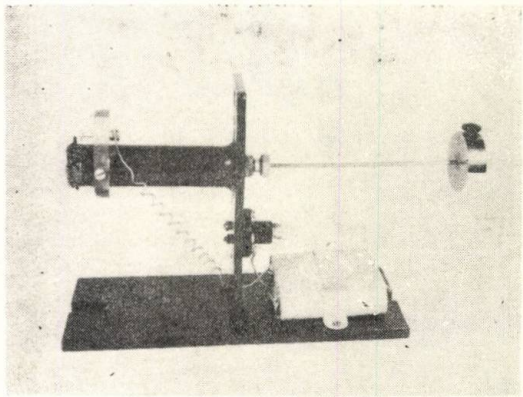


Fig. 3 Sesizorul de frecvențe critice — vedere generală.

— dimensiuni de gabarit	240 x 120 x 80 mm;
— masa netă a aparatului M	1,2 Kg
— sursa de alimentare: baterie de	4,5 V;
— masa seismică, m	100 g;
— constanta arcului, K	538 N/m;
— diametrul tijei elastice, d	2,5 mm;
— rigiditatea tijei El_z	0,421 N. m²;
— frecvența proprie de rezonanță ν	reglabilă;
— lungimea arcului montat l_1	90 mm;
— lungimea liberă l_2 la $\nu = 9$ Hz	120 mm.

Frecvența proprie de rezonanță de ~ 9 Hz a fost sesizată prin aprinderea becului de avertizare la o deplasare de 12 mm a vîrfului indicator **f**. Forța dezvoltată în arc, corespunzătoare acestei comprimări de 12 mm este de 7 N.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Constantin, Fl., și colectiv:* „Avertizor seismic de vibrații" brevet de invenție nr. 68875, din 27.05. 1978.

[2] *Buzdugan, Gh. și colectiv:* „Vibrațiile sistemelor mecanice". Editura Academiei R.S.R., București, 1975.

[3] *Nowacki, W.:* „Dinamica sistemelor elastice". Editura tehnică, București, 1969, (traducere din limba poloneză).

CZ : 621.888:621—272

Calculul automat al arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune

Ing. Victor **BÎTCĂ**, ing. Gabriel **ROȘU** — C.C.S.I.T.E.H. Timișoara

Introducere

Se presupune o metodă adecvată calculatoarelor de birou pentru calculul arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune cu pasul constant, executate din sîrmă sau bară cu secțiune rotundă și supuse unor sarcini axiale constante sau oscilante, la temperaturi între —40 ... + 120°C. Simbolurile, denumirea și unitățile de măsură pentru mărimile și coeficienții folosiți sînt conform [1]. Dimensionarea arcurilor de compresiune se face pe baza parametrilor funcționali și constructivi necesari a fi realizați, cu condiția verificării la flambaj. În cele ce urmează, se vor considera cunoscute sarcina maximă de lucru și constanta arcului ca elemente funcționale, precum și eventualele restricții constructive privitoare la gabaritul arcului.

Flambajul

Conform [1] verificarea la flambaj a arcurilor de compresiune se face cu ajutorul coeficienților de zveltețe λ și arcuire a. Arcul nu va flamba, dacă punctul de coordonate λ și a se află sub curba **1** pentru arcuri cu spire de capăt ghidate și suprafețe de reazem rectificate paralel, sau curba **2**, pentru alte arcuri (fig. 1).

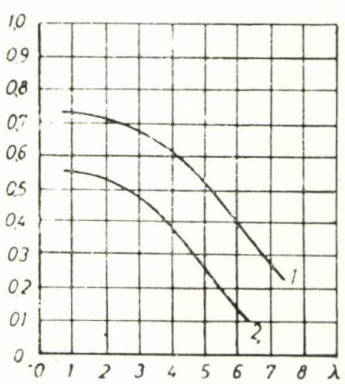


Fig. 1

Condiția de mai sus se poate exprima mai convenabil sub forma curbelor din figura 2, curbe ce reprezintă corelațiile $a \cdot \lambda = f(\lambda)$ pentru cele două cazuri **1** și **2**.

Se remarcă existența unor valori limită $(a \cdot \lambda)_{max}$ peste care nu există soluții care să verifice la flambaj. Aceste valori sînt :

$$(a \cdot \lambda)_{max\,1} \cong 2{,}6\,; \quad (a \cdot \lambda)_{max\,2} \cong 1{,}5 \qquad (1)$$

Plecînd de la relațiile de definiție ale coeficienților de zveltețe și arcuire și a constantei arcului :

$$\lambda = H_0/D_m\,; \quad a = f_n/H_0\,; \quad c = P_n/f_n, \qquad (2)$$

unde :

D_m — Diametrul mediu al arcului ;
f_n — săgeata sub sarcina maximă de lucru P
H_0 — înălțimea în stare liberă,

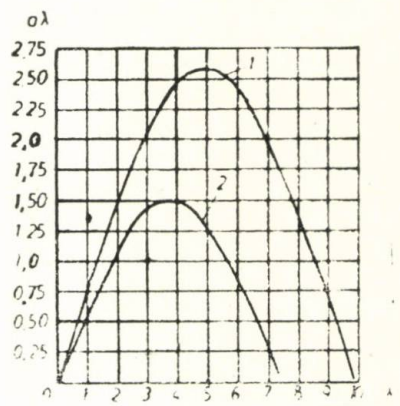


Fig. 2

se poate determina un diametru mediu minim sub care arcurile flambează :

$$(D_m)_{min} = \frac{P_n}{c(a \cdot \lambda)_{max}} \qquad (3)$$

Pentru un diametru mediu dat $D_m \geqslant (D_m)_{min}$, relațiile (2), (3) și curbele din figura 2, delimitează domeniul fără flambaj al înălțimilor în stare liberă H_0, după cum urmează :

$$\left.\begin{aligned} &(H_{of})_{min} \leqslant H_0 \leqslant (H_{of})_{max} \\ &\text{unde :} \\ &(H_{of})_{min} = \lambda_{min} \cdot D_m\,; \\ &(H_{of})_{max} = \lambda_{max} \cdot D_m \end{aligned}\right\} \qquad (4)$$

iar λ_{min} și λ_{max} sînt intersecțiile dreptei $a \cdot \lambda = P_n/cD_m$ cu curbele $a \cdot \lambda = f(\lambda)$.

Diametrul sîrmei

Tensiunea tangențială efectivă la sarcina maximă de lucru funcție de indicele arcului este :

$$\tau_{en} = \frac{8 \cdot P_n}{\pi D_m^2} (1{,}6 + i) \cdot i^2 \qquad (5)$$

Punînd condiția $\tau_{en} = \tau_a$, pentru un diametru mediu și o sarcină maximă de lucru, cunoscute, relația (5) determină o valoare limită, maxim admisă a indicelui arcului $i = i_a$.

Sînt posibile soluții numai dacă :

$$i_a \geqslant 4, \qquad (6)$$

caz în care indicele arcului poate avea orice valoare în limitele :

$$4 \leqslant i \leqslant i_{\max}, \qquad (7)$$

unde :

— pentru arcuri înfășurate la rece :

$$i_{\max} = \begin{cases} i_a \text{ dacă } i_a \leqslant 16 \\ 16 \text{ dacă } i_a > 16 \end{cases} \qquad (8)$$

— pentru arcuri înfășurate la cald :

$$i_{\max} = \begin{cases} i_a \text{ dacă } i_a \leqslant 10 \\ 10 \text{ dacă } i_a > 10 \end{cases} \qquad (9)$$

Cele două valori limită date de relația (7), determină valorile limită ale diametrului sîrmei sau barei :

$$\left.\begin{aligned} &d_{\min} \leqslant d \leqslant d_{\max} \\ &d_{\min} = D_m / i_{\max} \\ &d_{\max} = D_m / 4 \end{aligned}\right\} \qquad (10)$$

De remarcat că diametrul $d_{\min}$ corespunde condiției $\tau_{en} = \tau_a$.

Înălțimea arcului în stare liberă

Conform [1], înălțimea arcului în stare liberă se calculează cu relațiile :

— la arcuri cu capete închise neprelucrate :

$$H_0 = t \cdot n + (n_r + 1) \cdot d \qquad (11)$$

— la arcuri cu capete închise prelucrate :

$$H_0 = t \cdot n + (n_r - 0{,}5) \cdot d \qquad (12)$$

— la arcuri cu capete deschise neprelucrate :

$$H_0 = t \cdot n + d \qquad (13)$$

unde t este pasul spirelor active în stare liberă și poate avea orice valoare în limitele :

(14)

$$\left.\begin{aligned} &t_{\min} \leqslant t \leqslant t_{\max} \\ &t^{\min} = \\ &= \begin{cases} 0{,}25 \cdot D_m + 0{,}2 & \text{dacă } (0{,}25 \cdot D_m + 0{,}2) \geqslant 1{,}5 \cdot d \\ 1{,}5 \cdot d & \text{dacă } (0{,}25 \cdot D_m + 0{,}2) < 1{,}5 \cdot d \end{cases} \\ &t_{\max} = D_m / 1{,}5 \end{aligned}\right\}$$

iar n și n_r sînt numărul de spire active și numărul spirelor de reazem.

$$n = \frac{G}{8 \cdot c} \frac{d^4}{D_m^3} \qquad (15)$$

unde :

G — modulul de elasticitate transversal

$n_r > 1{,}5$ (se recomandă $n_r = 2$).

Celor două valori limită $t_{\min}$ și $t_{\max}$ ale pasului spirelor active în stare liberă date de relația (14), le corespund valori limită $(H_{ot})_{\min}$ și $(H_{ot})_{\max}$ pentru înălțimea arcului în stare liberă, care se calculează cu una din relațiile (11), (12), sau (13).

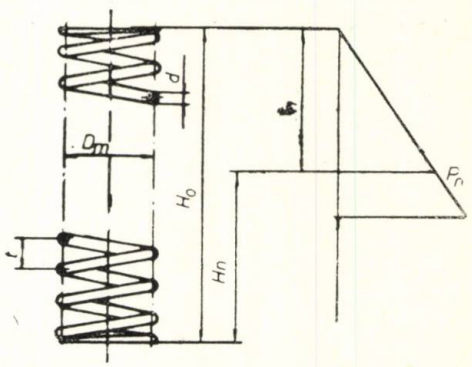


Fig. 3

Dimensiunile posibile ale înălțimii arcului în stare liberă H_0 sînt :

$$\left.\begin{aligned} &(H_0)_{\min} \leqslant H_0 \leqslant (H_0)_{\max} \\ &(H_0)_{\min} = \max\left[(H_{of})_{\min},\ (H_{ot})_{\min}\right] \\ &(H_0)_{\max} = \min\left[(H_{of})_{\max},\ (H_{ot})_{\max}\right] \end{aligned}\right\} \qquad (16)$$

cu condiția :

$$(H_0)_{\min} \leqslant (H_0)_{\mathrm{m\ x}} \qquad (17)$$

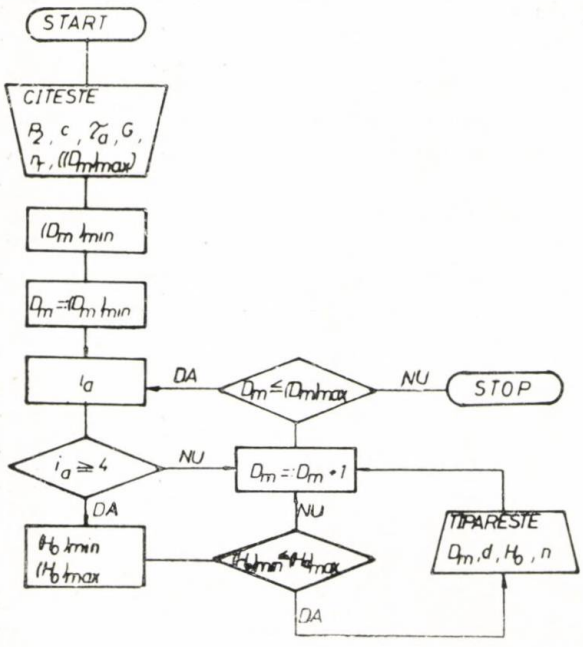


Fig. 4

În figura 3 sînt prezentate mărimile principale și caracteristica unui arc de compresiune.

Schema logică a programului de calcul

Programul de calcul a fost astfel conceput, încît să se obțină lista arcurilor corespunzătoare tuturor diametrelor numere întregi în limitele $(D_m)_{\min} \leqslant D_m \leqslant (D_m)_{\max}$, urmînd ca alegerea arcului să se facă pe baza condițiilor constructive impuse sau, în lipsa acestora, să fie ales arcul de greutate minimă.

Limita superioară $(D_m)_{\max}$, poate fi, de la caz la caz, o limită constructivă, sau acel diametru de la care arcul are un număr inacceptabil de spire (de exemplu $n < 3$).

Schema logică este prezentată în figura 4.

Programul a fost realizat pe un calculator de birou tip Olivetti Programa 101.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * : STAS 7067—67

[2] *Gross, S.* : Berechnung und Gestaltung von Mettalfedern. Ediția II, Berlin, 1951, Ed. Springer.

[3] *Dancea, I.* : Programarea calculatoarelor numerice pentru rezolvarea problemelor cu caracter tehnic și de cercetare științifică. Editura Dacia, Cluj, 1973.

CZ : 621—233:621.822

Aspecte constructive și de calcul privind lagărele cu aer pentru mese rotative

Dr. ing. Adrian **PASCU** — Institutul Politehnic București

Introducere

Masa rotativă este unul din subansamblurile principale ale aparatului pentru determinarea abaterilor de formă, deoarece ea materializează axa de referință față de care se execută măsurările, condiționînd nemijlocit precizia acestora. Cerințele principale pe care trebuie să le satisfacă lagărele acestor mese rotative sînt :

— precizie de poziționare ridicată ;
— rigiditate mare ;
— mișcare uniformă, lină, lipsită de fenomenul stick-slip.

În condițiile unor încărcări mici și mijlocii, lagărele gazostatice pot satisface cu succes cerințele enunțate mai sus.

Solicitarea principală care acționează asupra mesei rotative este încărcarea axială P_a (fig. 1), dată de greutatea proprie a subansamblului mesei și de greutatea piesei așezate pe ea. Așezarea excentrică a piesei, precum și eventualele erori de execuție și montaj ale reperelor din componența mesei vor determina și apariția unui moment de răsturnare M, care tinde să modifice poziția axei mesei, afectînd prin aceasta în mod direct precizia cinematică a mesei. De aceea, caracteristica principală de care trebuie să se țină seama la proiectarea lagărului o constituie rigiditatea și anume, mai mult decît rigiditatea axială — K_a — interesează în mod deosebit rigiditatea față de un moment de răsturnare — K_m.

Analiza variantelor constructive

Cea mai comodă modalitate pentru lăgăruirea mesei rotative o constituie utilizarea unui lagăr axial simplu, care lucrează împreună cu un lagăr radial cilindric, alimentat printr-un rînd de orificii (fig. 1, a). Această soluţie este adecvată pentru aplicaţiile în care este urmărită, în mod deosebit, capacitatea de încărcare a mesei. Rigiditatea K_m faţă de momentul de răsturnare M este dată în principal de lagărul axial.

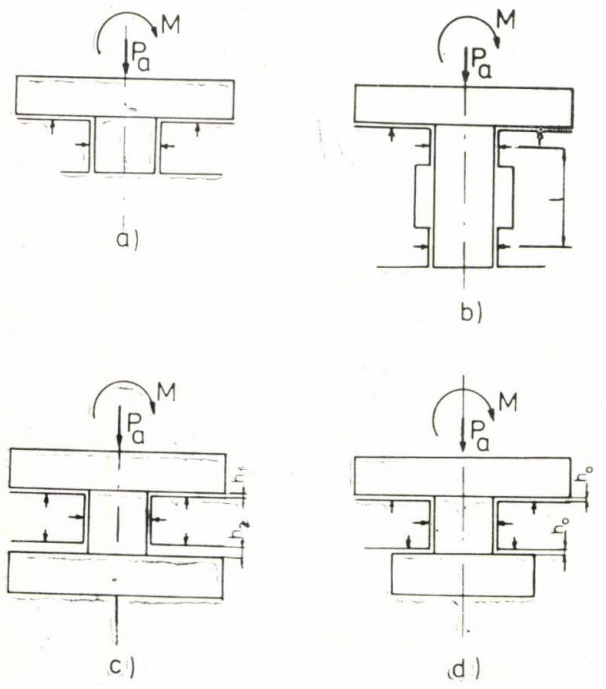


Fig. 1 Variante de lagăre gazostatice pentru mese rotative.

O mărire substanţială a rigidităţii K_m se poate obţine prin utilizarea a două lagăre radiale, plasate la o distanţă l (fig. 1, b). Această soluţie a fost folosită pentru o serie de mese rotative care au fost produse în Anglia şi R.D.G. [1]. Soluţia aceasta prezintă însă dezavantajul unor dificultăţi tehnologice legate de execuţia şi alinierea lagărelor radiale. De asemenea, datorită măririi pe verticală a gabaritului arborelui, sînt solicitate toleranţe foarte strînse pentru abaterea de la perpendicularitate dintre feţele frontale ale lagărului şi axele alezajului şi arborelui.

Utilizarea unui lagăr axial dublu (fig. 1, c) permite, de asemenea, o mărire a rigidităţii. Lagărul axial dublu lucrează diferenţial şi de aceea un lagăr simetric, funcţionînd în poziţia în care grosimile interstiţiului corespunzătoare celor două suprafeţe sînt egale ($h_1 = h_2 = h_0$), portanţa lagărului va fi nulă (fig. 2, a). Sub greutatea proprie a mesei şi apoi sub sarcina axială suplimentară, lagărul se va deplasa din această poziţie, funcţionînd la o excentricitate $\varepsilon = (h_2 - h_1)2h_0$. După cum rezultă însă şi din figura 2, lagărul axial dublu, ca şi lagărul radial cilindric, prezintă rigiditatea maximă în jurul poziţiei de funcţionarea lagărului în jurul acestei poziţii, se modifică dimensiunea lagărului inferior, micşorînd diametrul acestuia (fig. 1, d), astfel încît sub acţiunea greutăţii proprii şi a unei încărcări de valoare medie, lagărul va ajunge în poziţia de funcţionare $\varepsilon = 0$ (fig. 2, b).

Calculul lagărelor gazostatice

Metoda de obţinere a diagramelor de calcul pentru lagărele şi ghidajele gazostatice a fost prezentată în lucrări anterioare [2], [3]. Calculul lagărelor gazostatice cu configuraţiile discutate mai sus, poate fi efectuate cu diagramele de acest tip, prelucrate după [4].

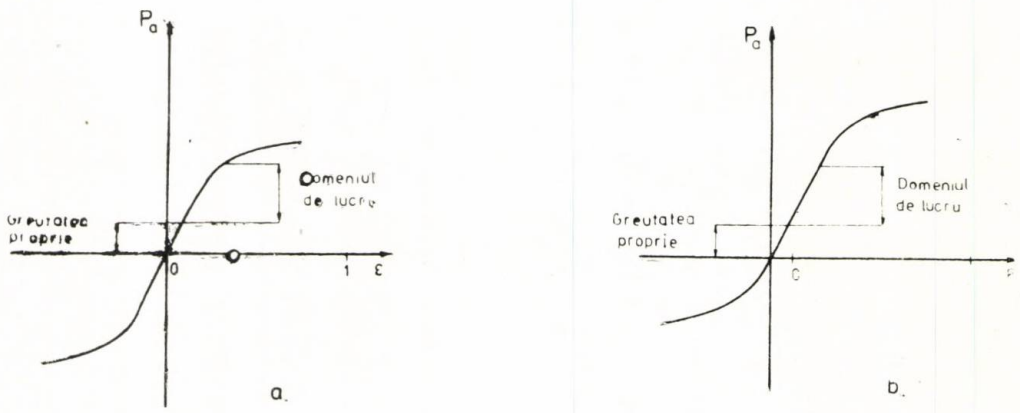


Fig. 2 Caracteristica de încărcare a lagărului axial dublu.

Alimentarea lagărului se face prin duze (variante constructive sînt ilustrate în figura 3), care să asigure compensarea lagărului

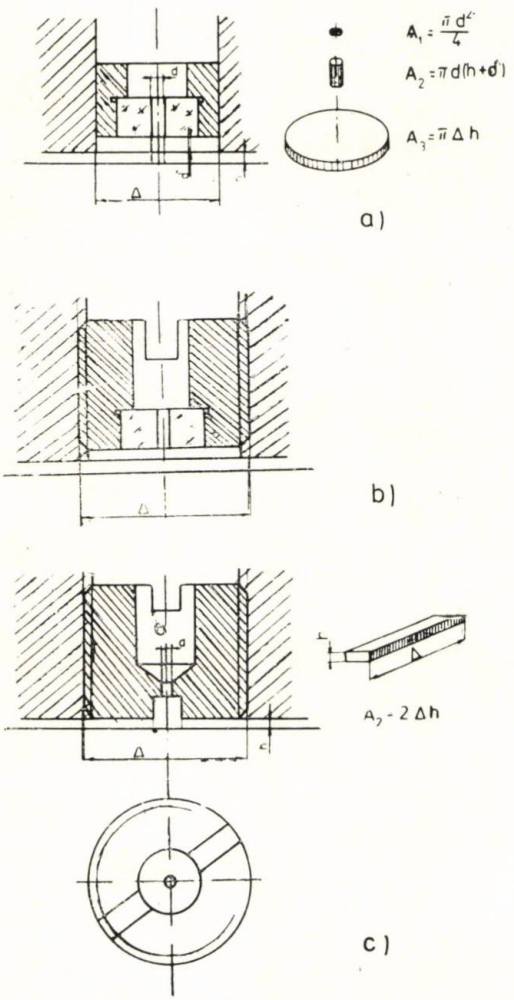


Fig. 3 Variante constructive pentru dusele de alimentare.

prin orificiul ($A_1 < A_2 < A_3$) [2], întrucît în acest mod se asigură o rigiditate sporită.

Parametrul lagărului are expresia :

$$\Lambda_s = \frac{6nr^2\eta\sqrt{RT}}{p_{al}h_0^3} \qquad (1)$$

unde s-a notat :

- n — numărul orificiilor de alimentare ;
- $r = d/2$ [mm] — raza orificiilor de alimentare ;
- η — viscozitatea gazului (pentru aer $\eta = 1{,}81 \cdot 10^{-11}$ [N s/mm^2]) ;
- R — constanta universală a gazelor ($R = 287 \cdot 10^4$ [mm^2/s^2 °K]) ;
- T — temperatura absolută [°K] ;
- p_{al} — presiunea de alimentare a lagărului [N/mm^2];
- h_0 — grosimea interstițiului corespunzătoare excentricității relative $\varepsilon = 0$ [mm].

Valoarea optimă a parametrului Λ_s, pentru care rezultă rigiditatea maximă este : $\Lambda_s = 1{,}2$ pentru lagărele axiale plane și $\Lambda_s \cdot L/D = 0{,}75$ pentru lagărul radial, unde L este lungimea iar D — diametrul lagărului.

Lagărul axial. Pentru o presiune de alimentare $p = 5$ bar și temperatura absolută $T = 293$°K, corespunzător alimentării lagărului prin 8 orificii cu $\varnothing$ 0,1 mm, rezultă mărimea jocului axial, calculată din (1), $2h = 0{,}02$ mm.

Curba de portanță a lagărului este ilustrată în figura 4 [5].

Parametrii adimensionali care caracterizează rigiditatea lagărului sînt :

$$\bar{K}_a = \frac{K_a h_0}{\pi(R_e^2 - R_i^2)(p_{al} - p_0)}$$ pentru rigiditatea axială, și

$$\bar{K}_m = \frac{K_m h_0}{\pi(R_e^2 - R_i^2) R_e^2 (p_{al} - p_0)}$$ pentru rigiditatea față de moment și corespunzător lui $\Lambda_s = 1{,}2$ au valorile [4] : $\bar{K}_{al} = 0{,}48$, $\bar{K}_{m1} = 0{,}1$ pentru lagărul superior cu $R_{el} = 67$ mm ; $R_{i1} = 25$ mm și $\bar{K}_{a2} = 0{,}42$, $\bar{K}_{m2} = 0{,}14$ pentru lagărul axial inferior cu $R_{e2} = 50$ mm și $R_{i2} = 25$ mm. Corespunzător acestor valori, rigi-

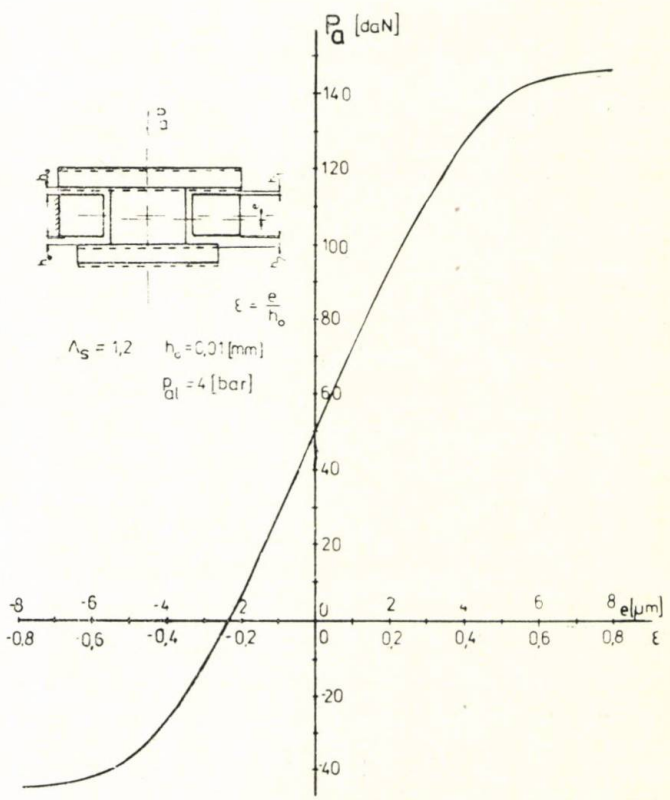


Fig. 4 Caracteristica de încărcare a lagărului mesei rotative.

dităţile lagărului axial, pentru poziţia de funcţionare caracterizată de excentricitatea $\varepsilon = 0$, vor fi :

$$K_{a1} = \frac{\pi(67^2 - 25^2)\,(0{,}5 - 0{,}1)}{0{,}01} \cdot 0{,}48 =$$

$$= 233\,070 \text{ N/mm} = 23{,}3 \text{ daN/}\mu\text{m}$$

$$K_{a2} = \frac{\pi(50^2 - 25^2)\,(0{,}5 - 0{,}1)}{0{,}01}\,0{,}42 =$$

$$= 98\,960 \text{ N/mm} = 9{,}8 \text{ daN/}\mu\text{m}$$

$$K_{m1} = \frac{\pi(67^2 - 25^2)\,(0{,}5 - 0{,}1)}{0{,}01}\,0{,}11 =$$

$$= 239\,766\,924 \text{ Nmm/rad} = 116{,}24 \text{ daN mm/sec.}$$

$$K_{m2} = \frac{\pi(50^2 - 25^2)\,(0{,}5 - 0{,}1)}{0{,}01}\,0{,}14 =$$

$$= 82\,466\,807 \text{ Nmm/rad} = 39{,}98 \text{ daN mm/sec.}$$

Lagărul radial. Corespunzător dimensiunilor $L = 38$ mm şi $D = 50$ mm şi alimentării prin 8 orificii cu $\varnothing$ 0,1 mm, rezultă mărimea jocului radial $2h_0 = 0{,}02$ mm. Parametrul adimensional ce caracterizează rigiditatea faţă de moment are valoarea [4] :

$$\bar{K}_{mr} = \frac{K_{mr} h_0}{L^3 D\,(p_{a1} - p_0)} = 0{,}052$$

Mărimea rigidităţii K_{mr} va fi :

$$K_{mr} = \frac{38^3 \cdot 50 \cdot (0{,}5 - 0{,}1)}{0{,}01}\,0{,}052 =$$

$$= 17\,928\,089 \text{ Nmm/rad} = 8{,}69 \text{ daN mm/sec.}$$

Rigiditatea totală a lagărelor mesei va fi :

$$K_{a\,\text{tot}} = K_{a1} + K_{a2} = 23{,}3 + 9{,}8 = 33{,}1 \text{ daN/}\mu\text{m}$$

$$K_{m\,\text{tot}} = K_{m1} + K_{m2} + K_{mr} =$$

$$= 116{,}24 + 39{,}98 + 8{,}69 = 166{,}02 \text{ daN} \cdot \text{mm/sec.}$$

Consideraţii asupra preciziei de poziţionare a lagărelor

Datorită rigidităţii mari a lagărelor, încărcarea efectivă (pînă la 40 daN) va introduce erori foarte mici, practic neglijabile [5].

Sursa principală a erorilor de poziţie ale axei mesei o vor constitui abaterile de formă şi de poziţie ale suprafeţelor ce compun lagărul.

S-a stabilit cu certitudine că lăgăruirea gazostatică are un rol diminuant asupra transmiterii abaterilor de formă ale suprafeţelor lagărului ca abateri de poziţie ale elementului mobil, coeficientul de transfer avînd valori $\delta = 0{,}2 \ldots 0{,}5$ [5]. De aceea şi influenţa necircularităţii arborelui sau alezajului poate fi menţinută în limite acceptabile, fără dificultăţi tehnologice deosebite.

Pentru toate variantele de lagăr prezentate în figura 1, abaterile de la perpendicularitate ale axelor suprafeţelor cilindrice ale arborelui şi alezajului faţă de suprafeţele frontale corespunzătoare, fac însă ca după montaj ansamblul mesei să nu aibă o axă unică, astfel încît efectul mediant şi autocentrant al lagărului gazo-static nu va putea împiedica apariţia unei bătăi a axei mesei (fig. 5).

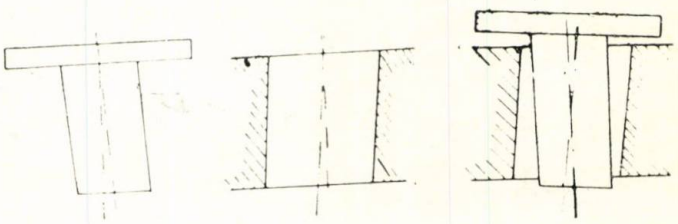


Fig. 5 Inflenţa abaterilor de la perpendicularitate asupra poziţiei axei mesei, pentru lagărul clasic cu suprafeţe plane şi cilindrice.

Pentru înlăturarea acestei surse de erori, singura soluţie adecvată o considerăm utilizarea a două lagăre radial-axiale cu suprafeţe sferice, montate ca în figura 6. Datorită particularităţii constructive, atît partea fixă cît şi cea mobilă vor avea cîte o singură axă, unic determinată ca fiind dreapta ce uneşte centrele celor două sfere. În urma efectului autocentrant al lagărului gazo-static cele două axe se vor suprapune, indiferent de erorile de execuţie legate de poziţionarea

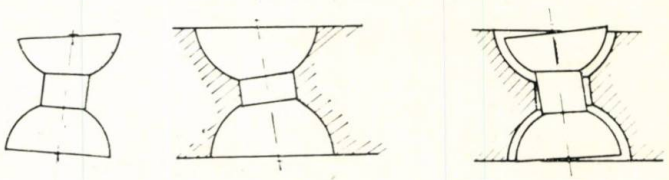


Fig. 6 Autocentrarea axei mesei în cazul folosirii lagărelor cu suprafeţe sferice.

centrelor calotelor sferice, fapt ilustrat în figura 6. Se elimină în felul acesta o importantă sursă de erori pentru bătaia axei mesei, inerentă soluţiei clasice.

Posibilitatea reală de folosire a suprafețelor sferice pentru realizarea lagărelor gazostatice ale unei mese rotative și facilitățile de montaj oferite de această soluție, au fost demonstrate de un model simplu realizat în Catedra de Mecanică fină a Institutului Politehnic București, prezentată în figura 7.

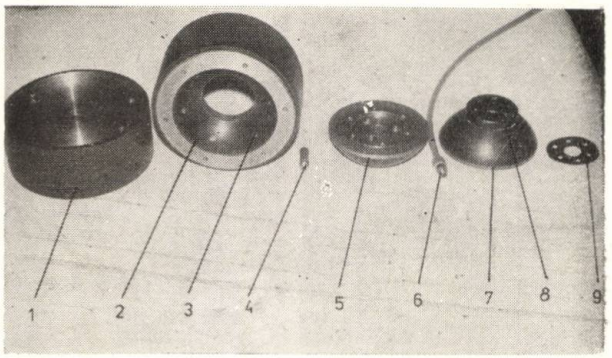


Fig. 7 Părțile componente ale lagărului sferic.
1 — suportul lagărului; 2 — partea fixă a lagărului; 3 — duzele de alimentare; 4 — drosel; 5 — emisfera superioară a părții mobile; 6 — niplu; 7 — emisfera inferioară a părții mobile; 8 — distanțier; 9 — șaibe de reglaj pentru obținerea jocului impus în lagăr.

Problemele de calcul ale acestui tip de lagăr nu sînt complet rezolvate, urmînd să fie aprofundate de lucrări ulterioare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Constantinescu, V. N.:* Aplicații industriale ale lagărelor cu gaze. Editura Academiei București, 1968.
[2] *Pascu, A.:* Diagrame pentru calculul ghidajelor gazostatice plane cu buzunare de alimentare. Construcția de mașini, nr. 8/1977.
[3] *Pascu, A.:* Soluția generală pentru calculul ghidajelor gazostatice plane alimentate prin orificii. Tribotehnica Galați, mai, 1978.
[4] * * *: Gas Bearing Design Manual MTI RPI — New York, 1972.
[5] *Pascu, A.:* Calculul și proiectarea lagărelor aerostatice ale aparatului pentru determinarea abaterilor de formă. I.P.B. — CCITPMFS contr. 49/1978.

CZ : 621.822:681

Încercări experimentale ale unor noi materiale de lagăre din mase plastice pentru construcția de aparate

Ing. Ion **STIHARU** — Centrul de Cercetări pentru Tehnică de Calcul — București

Larga extindere a maselor plastice, a rețelelor și tehnologiilor de obținere, a făcut ca acestea să fie utilizate pe scară largă în construcția de mașini și aparate. Tendința actuală, de înlocuire a pieselor din materiale deficitare cu masă specifică mare, prin aceleași repere realizate din mase plastice, ale căror proprietăți sînt compatibile cu condițiile de solicitare și funcționare la care sînt supuse, argumentează și încercările de găsire a unor noi materiale care pot asigura cerințele precum și obținerea unor lagăre de precizie.

Proprietățile fizico-mecanice specifice politetrafluoretilenei au impus-o ca o masă plastică cu largi perspective de înlocuire a materialelor clasice de antifricțiune [3]. De asemenea, structura materialului permite lubrifiația cu constituenți solizi — aditivarea cu substanțe solide antiuzură și de antifricțiune — cît și cu constituenți lichizi, datorită structurii poroase a semifabricatului, care poate menține încorporate uleiuri.

În literatura de specialitate este indicată neunitar dependența valorilor coeficienților de frecare a diverselor cupluri de materiale plastice (în [3], PTFE pe PTFE, PTFE pe Ol în raport cu [4]) cu presiunea suprafețelor în contact, temperatura, mediul de lucru și regimul de funcționare. Neconcordanța între aceste prescripții este determinată, pe de-o parte, de variația proprietăților masei plastice cu metoda și chiar cu lotul de fabricație, iar, pe de altă parte, de instalația cu care au fost realizate măsurările.

În această idee, în cadrul catedrei de Mecanică fină a Institutului Politehnic București, a fost realizată o instalație care să reproducă fidel condițiile de lucru ale lagărelor miniaturale. Aceasta servește la măsurarea momentelor de frecare din lagărele cilindrice radiale de dimensiuni mici și este alcătuită din sursă de tensiune continuă tip **IAEMI, I—4103,** microcomparator electronic tip **IAEMI, N—2201** și aparat pentru măsurarea momentelor de frecare din lagăre **AST—00** (fig. 1).

Aparatul este construit pe principiul pendulului de frecare. Partea mobilă, pendulul, este în contact, prin intermediul lagărului de încercat, cu partea fixă a aparatului, anu-

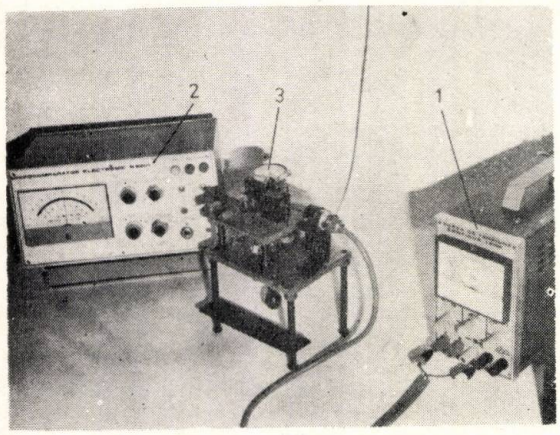


Fig. 1 Instalaţia AST-00 de măsurare a momentelor def recare din lagărele cilindrice dadiale de dimensiuni mici.

1 — sursă de tensiune continuă *I—4103;* 2 — microcomparator electronic *N—2201;* 3 — aparat pentru măsurarea momentelor de frecare *AST—00.*

me cu arborele de încercat, prin suprafaţa cuplei de frecare (fig. 2). Antrenarea arborelui printr-un micromotor cu turaţie variabilă, imprimă pendulului tendinţa de deplasare în

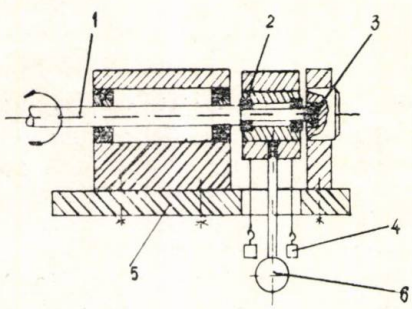


Fig. 2 Principiul de funcţionare al aparatului pentru măsurarea momentelor de frecare din lagărele radiale de dimensiuni mici.

1 — arbore de încercare; 2 — lagăr de încercare; 3 — reazem de capăt; 4 — greutate de încărcare; 5 — reazem intermediar; 6 — pendul.

sensul rotaţiei. Valoarea momentului de frecare din lagăr este direct proporţională cu rotirea părţii mobile, măsurată cu doi traductori inductivi de deplasare fără contact, montaţi diferenţial, a căror indicaţie este citită pe cadranul microcomparatorului electronic (fig. 3). Pentru a asigura precizia indicaţiei, instalaţia a fost etalonată cu blocuri de cale. Caracteristica indicaţiei (fig. 4) este liniară, situaţie ce asigură erori instrumentale constante pe tot domeniul de măsurare.

Aparatul are o serie de facilităţi care permit studierea proprietăţilor tribologice ale lagărelor cilindrice radiale. Astfel, pot fi testate lagăre de diverse dimensiuni, ca acce-

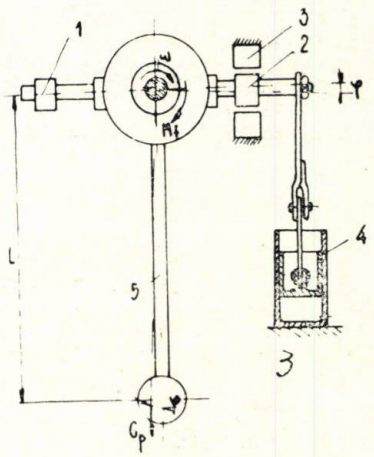


Fig. 3 Măsurarea momentelor de frecare din lagăre.

sorii ale aparatului fiind prevăzuţi arbori cu diametre de încercare cuprinse între 0,5 şi 2 mm, realizaţi în cinci clase de calitate a execuţiei $R_a = 1{,}6 \ldots R_a = 0{,}1$ µm. Condiţiile de lucru în lagăr pot fi modificate prin varierea turaţiei motorului de antrenare, încărcarea cu sarcină — greutăţi adiţionale care nu modifică sensibilitatea aparatului (fig. 2, poz. 4), sau cu modificarea sensibilităţii, schimbînd greutatea pendulului. De asemenea, în timpul funcţionării, este posibilă ungerea cuplei de frecare cu lubrifianţi lichizi.

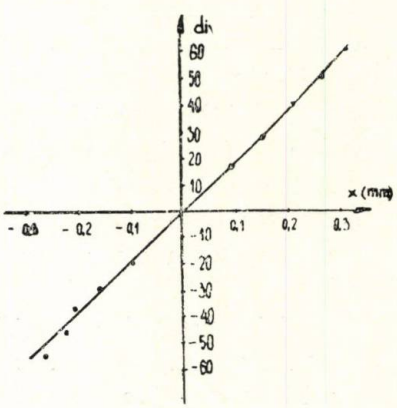


Fig. 4 Curba de etalonare a instalaţiei **AST-00.**

Cu instalaţia se pot măsura momente de frecare statice şi dinamice fiind posibilă totodată utilizarea aparatului ca stand de anduranţă pentru lagărele destinate mecanicii fine. Metoda utilizată pentru măsurarea mo-

mentelor de frecare dinamice din lagăre trebuie să elimine influenţa mărimii cuplului de frecare static, motiv pentru care se execută două măsurări — cu antrenarea arborelui într-un sens şi apoi în celălalt, valoarea mărimii măsurate fiind proporţională cu distanţa între cele două indicaţii. Pentru a elimina dezavantajul apariţiei oscilaţiilor datorate şocurilor de la pornire, s-a montat, solidar cu unul din braţele sistemului mobil un amorti-

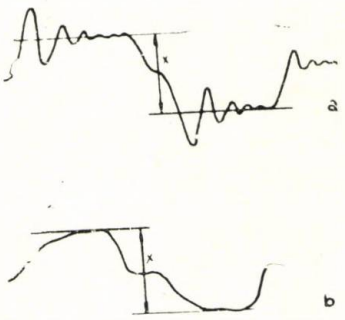


Fig. 5 Modul de indicaţie al aparatului în cazul în care mişcarea pendulului este: a) neamortizată; b) amortizată.

zor cu aer, rezultatul acestui dispozitiv fiind modificarea frontului indicaţiei (fig. 5) şi deci eliminarea erorilor subiective de citire.

Trebuie specificat faptul că instalaţia **AST-00** se poate realiza cu aparatul **AST-00** şi orice tipuri de microcomparatoare electronice, respectiv surse de tensiune continuă, cu menţiunea că înainte de utilizare trebuie făcută o nouă etalonare. În aceste condiţii, măsurarea momentelor de frecare cu acest aparat este posibilă în orice laborator cu o dotare medie.

Pentru studierea proprietăţilor tribologice ale lagărelor din politetrafluoretilenă aditivată au fost realizate bucşe din diverse compoziţii a căror reţetă a fost stabilită pe baza analizei condiţiilor unor regimuri de lucru specifice. Necesitatea realizării unei precizii ridicate a dimensiunilor lagărului impune utilizarea unui procedeu de formare care să reducă la maximum tensiunile interne din material. Este recomandată o metodă al cărei regim termic să aibă un caracter cvasistatic, în acest sens fiind utilizat procedeul de formare prin presare la rece, încălzire deasupra punctului de înmuiere, menţinere urmată de răcire lentă şi presare (sinterizare). Lagărele din poliamidă aditivată au fost obţinute prin prelucrare mecanică. Elementele de rezemare astfel obţinute au fost asamblate pe monturi şi au fost determinate valorile momentului şi coeficientului de frecare în raport cu un ax din oţel. Compoziţiile materialelor sînt indicate în [1].

Valorile experimentale determinate (fig. 6) sînt în concordanţă cu cele indicate în literatura de specialitate. Din domeniul larg al materialelor plastice, cuplul de materiale PTFE pe PTFE are cea mai mică valoare a

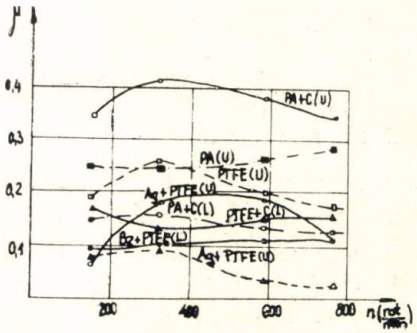


Fig. 6 Valori ale coeficientului de frecare dinamic pentru cîteva materiale plastice.
PTFE — politetrafluoretilenă; PA — poliamidă; L — regim de frecare mixtă; U — regim de frecare uscată.

coeficientului de frecare la alunecare. Rezultatele experimentale obţinute pentru oţel pe politetrafluoretilenă aditivată cu argint şi bronz, în regim de ungere mixtă, la viteze de alunecare cuprinse între 2 şi 5 cm/s indică valori mici ale coeficientului de frecare, situaţie cerută de elementele de rezemare din aparatele de măsură. Aceste valori sînt mai mici decît pentru oţel pe alte materiale plastice ca de exemplu polioximetilena sau polioxifenilen [4]. Se observă, de asemenea, că materialele cu constituient principal PTFE se dovedesc a avea proprietăţi de antifricţiune mai bune decît cele cu poliamidă (PA). Pentru lubrifiaţie a fost folosit un amestec de glicerină şi alcool etilic.

În concluzie, **aditivarea cu constituenţi de antifricţiune şi antiuzură a politetrafluoretilenei a dus la rezultate optimiste, fapt pentru care această problemă rămîne deschisă în ceea ce priveşte stabilirea unor compoziţii adecvate unor situaţii de lucru specifice reazemelor de mecanică fină.**

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T., Tudor, D., Stiharu, I.:* Realizarea unor noi materiale de politetrafluoretilenă aditivată pentru lagărele din mecanica fină. Tribotehnica — Hunedoara — 1980.

[2] *Iliuc, I.:* Tribologia straturilor subţiri. Ed. Academiei — 1974.

[3] *Lupuţiu, I., Duţu, N.:* Politetrafluoretilena şi folosirea ei în industrie. Ed. Tehnică — 1977.

[4] *Dürr, F.:* Kunststoffgleitteile für Laufwerke mit und ohne Schmierung. Konstruktion, Fertigung und Anwendung feinwerketechnischer Kunststoffteille — Ulm, 1976.

CZ : 621.822:681

Noi aparate pentru studiul tribologic al lagărelor utilizate în mecanica fină

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN**, conf. dr. ing. Dumitru **TUDOR** — Institutul Politehnic Bucureşti

În cadrul studiilor efectuate în cadrul catedrei de mecanică fină, referitor la comportarea lagărelor din construcţia de aparate, au fost proiectate şi executate o serie de standuri experimentale. Din categoria acestora fac parte şi standurile de tip **AST-0** şi **AST-1** (aparate pentru studiul tribologic) reprezentate în figurile 1 şi 2. Ambele aparate permit determinarea momentelor de frecare din lagărele aparatelor, încărcate radial sau

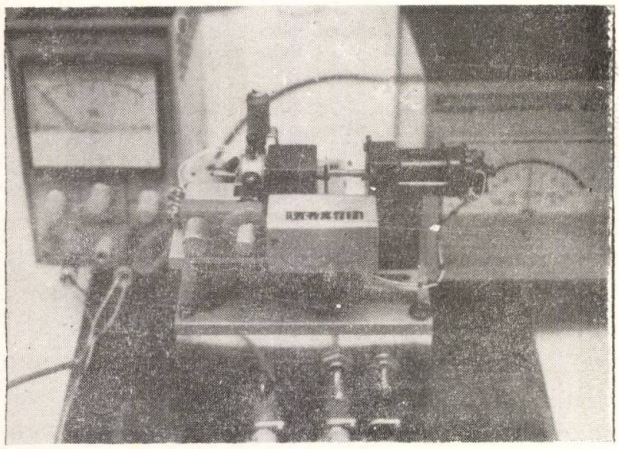


Fig. 1 Aparat **AST-0.**

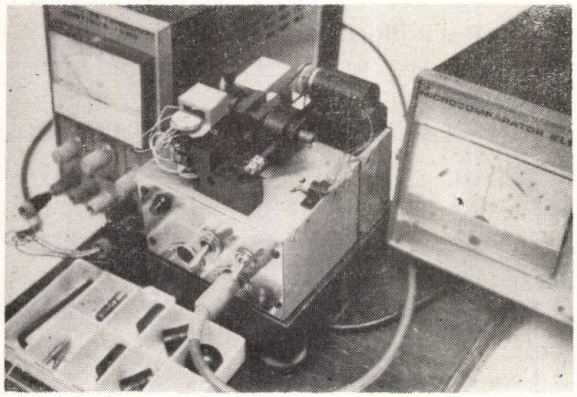


Fig. 2 Aparat **AST-1.**

radial-axial, avînd axele de rotaţie ale lagărelor ce se studiază, montate orizontal.

Cele două aparate permit măsurări în următoarele domenii :

Aparatul de tip AST-0

a. lagăre cilindrice de alunecare cu frecare uscată, mixtă sau fluidă şi pentru diametre d cuprinse între $0{,}8 \div 5$ mm ;

b. lagăre prin rostogolire — microrulmenţi ;

Aparatul permite studiul unui singur lagăr atunci cînd acesta are o lăţime corespunzătoare.

Aparatul de tip AST-1

a. lagăre cilindrice de alunecare cu frecare uscată, mixtă sau fluidă pentru diametre d cuprinse între $0{,}8 \div 10$ mm ;

b. lagăre conice ;

c. lagăre sferice ;

d. lagăre prin rostogolire, microrulmenţi şi rulmenţi miniaturali. În toate încercările efectuate sînt utilizate simultan două lagăre de încercat.

Cele două aparate permit studiul lagărelor care funcţionează la turaţii cuprinse între 300 şi 25.000 rot/min.

Momentele de frecare din lagăre se determină cu relaţiile :

$$M_f = \mu G_t r = \frac{1}{2} G_p \cdot l \cdot (\varphi_1 \pm \varphi_2), \qquad (1)$$

sau

$$M_f = \mu G_t r = 0{,}1 \cdot G_p \cdot l \cdot \frac{N_1 + N_2}{2N_0} \cdot \frac{1}{R_0}, \qquad (2)$$

iar coeficientul de frecare cu relaţia :

$$\mu = \frac{0{,}1 \cdot G_p \cdot l \cdot \dfrac{N_1 + N_2}{2N_0} \cdot \dfrac{1}{r_0}}{G_t \cdot r} \qquad (3)$$

unde :

- G_t — greutatea totală care încarcă lagărele ;
- r — raza fusului ;
- G_p — greutatea pendulului echivalent ;
- $\varphi_{1,2}$ — deviaţiile unghiulare ale pendulului, la antrenarea în cele două sensuri ale acestuia ;
- l — lungimea pendulului echivalent (se determină prin calcul) ;
- R_0 — raza de etalonare a aparatului ;
- N_0 — numărul de diviziuni înregistrat pe scara aparatului de măsurat, la etalonare, pentru o deplasare a pendulului $S = 0{,}1$ mm, la raza R_0 ;
- N_1 şi N_2 — diviziunile indicate de aparatul de măsurat corespunzător diviziunilor N_1, N_2.

Elementele numerice de calcul pentru cele două aparate sînt date în tabelele 1 și 2.

Considerîndu-se că valoarea minimă ce poate fi măsurată de aparat corespunde unei deplasări S a miezului magnetic dintre tra-

Tabelul 1

Bila		G_t	G_p	l	$G_p \cdot l$
D[mm]	G_b[cN]	[cN]	[cN]	[mm]	[cN mm]
25	62,13	251,3	92	79,54	7267
18	24,35	211,5	54,15	54,14	2932
12,1	7,27	194,5	37	29,1	1055
5,72	0,77	164,2	30,61	13,1	401

Tabelul 2

Bila		G_t	$G_p \cdot l$
D [mm]	G_b[cN]	[cN]	[cN mm]
20	32,37	84	3479,5
16	16	67,6	1810
10	4,84	55,5	702,3
8	1,9	53,7	421
—	—	51,6	242

ductori de 1 μm, rezultă valoarea minimă a momentului de frecare ce poate fi măsurat cu cele două aparate.

Pentru aparatul **AST-0**, acest moment este de $M_{f_m} = 5{,}5 \cdot 10^3$ [cN mm], iar pentru aparatul **AST-1** de $M_{f_m} = 1{,}5 \cdot 10^{-2}$ [cN mm]. Este posibil în acest mod să se măsoare cu aceste aparate momente de frecare mici ca cele din rulmenții miniaturali sau lagărele cu ungere fluidă.

Notă : D — raza bilei pendulului ; G_b = greutatea bilei ; la utilizarea greutăților adiționale valorile din tabelele 1 și 2 a parametrului G_t se măresc cu valorile acestor greutăți.

Pentru diametrul $d = 10$ mm, la aparatul **AST-1**, valoarea minimă a coeficientului de frecare este $\mu_m = 1{,}8 \cdot 10^{-5}$, iar la aparatul **AST-0** pentru $d = 15$ mm, $\mu_m = 4{,}5 \cdot 10^{-5}$.

Valoarea maximă a momentului de frecare măsurat este limitată de deplasarea maximă a miezului de fier între cei doi traductori inductivi ($S_M = \pm 0{,}2$ mm) ; cu aparatul **AST-0** valoarea maximă a momentului de frecare măsurat este $M_{f_M} = 39{,}75$ [cN mm], iar cu aparatul **AST-1**, $M_{f_M} = 56$ [cN mm]. Pentru un diametru $d = 1$ mm, pe aparatul **AST-0** se poate măsura un coeficient de frecare $\mu_M = 0{,}98$, iar pe aparatul **AST-1**, $\mu_M = 0{,}45$.

Aparatul de tip **AST-1** are o gamă mult mai mare de utilizare, o stabilitate funcțională mai mare, însă poate funcționa numai cu două lagăre încărcate simultan. Datorită erorilor de execuție și montaj, sistemul oscilant-pendul al aparatului este afectat de erori așa cum se vede în figura 3. Din ecuațiile de echilibru de momente, corespunzător acestei figuri rezultă :

a) la antrenarea sistemului mobil cu deplasarea unghiulară φ_1 :

$$(G_{p_1} + \Delta G_{p_1})(l_1 + \Delta l_1)(\varphi_1 + \varphi_0 + \Delta\varphi_1) -$$

$$-(G_{p_2} + \Delta G_{p_2})(l_2 + \Delta l_2)(\varphi_1 + \varphi_0 + \Delta\varphi_2) +$$

$$+(G_2 + \Delta G_2)(a_2 + \Delta a_2)\cos(\varphi_1 + \varphi_0 + \Delta\alpha_2) -$$

$$-(G_1 + \Delta G_1)\cos(\varphi_1 + \varphi_0 + \Delta\alpha_1)(a_1 + \Delta a_1) = M_f$$

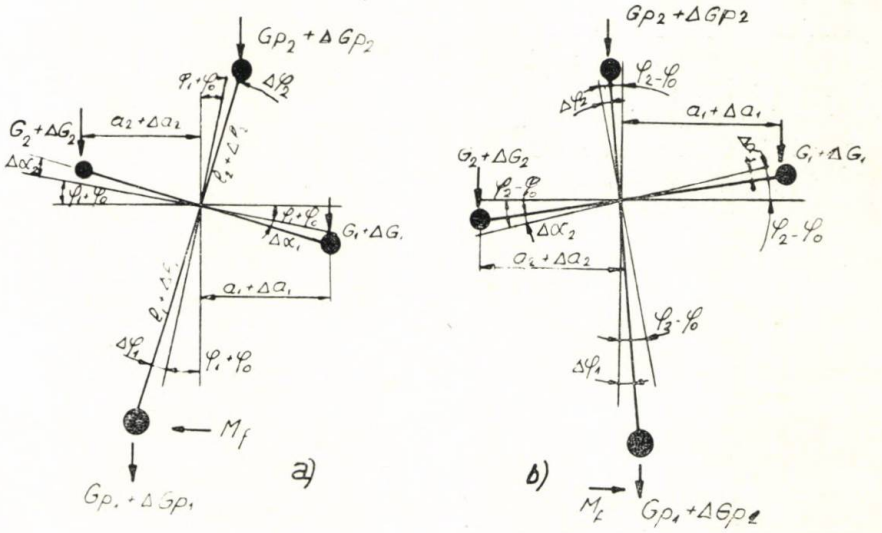


Fig. 3 Sistemul oscilant pendul al aparatului.

b) la antrenarea sistemului mobil cu deplasare unghiulară φ_2:

$$(G_{p_1} + \Delta G_{p_1})(l_1 + \Delta l_1)(\varphi_2 - \varphi_0 - \Delta\varphi_1) -$$

$$-(G_{p_2} + \Delta G_{p_2})(l_2 + \Delta l_2)(\varphi_2 - \varphi_0 - \Delta\varphi_2) +$$

$$+(G_1 + \Delta G_1)(a_1 + \Delta a_1)\cos(\varphi_2 - \varphi_0 - \Delta\alpha_1) -$$

$$-(G_2 + \Delta G_2)(a_2 + \Delta a_2)\cos(\varphi_2 - \varphi_0 - \Delta\alpha_2) = M_f$$

Neglijîndu-se infiniţii mici de ordinul doi şi admiţîndu-se că toate piesele se cîntăresc înainte de montaj, eroarea de măsurare este :

$$\Delta m_f = \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{2}(G_{p_1} \cdot \Delta l_1 - G_{p_2} \cdot \Delta l_2) \quad (4)$$

În aceste relaţii : ΔG_{p_1}, ΔG_{p_2}, ΔG_2, ΔG_1, Δl_1, Δl_2, Δa_1, Δa_2, $\Delta\varphi_1$, $\Delta\varphi_2$, $\Delta\alpha_1$, $\Delta\alpha_2$, reprezintă erorile de greutate, execuţie şi montaj ale elementelor componente ale sistemului oscilant pendular ; $\overline{\varphi_1 \text{ şi } \varphi_2}$ — oscilaţiile unghiulare dreapta şi stînga ale acestui sistem ; $\overline{\varphi_0}$ — poziţia iniţială a sistemului oscilant. Erorile de citire ale aparatelor stabilite prin etalonare sînt $(1 \div 4)\%$ pentru momentele mari de frecare şi de $(2 \div 8)\%$ pentru momentele mici de frecare în regim dinamic.

Aparatele concepute se pot utiliza şi pentru studii experimentale de uzură. La aceste tipuri de încercări se blochează sistemul oscilant al aparatului modificîndu-se convenabil încărcarea din lagăre şi turaţia acestuia.

Aparatele, de concepţie originală, proiectate şi executate folosindu-se sistemul de măsurare de tip pendul, cu încărcarea suplimentară a lagărelor prin greutăţi adiţionale, au o deosebită utilitate practică în studiul experimental al unor materiale utilizate în construcţia de lagăre din mecanica fină, cum sînt materialele sinterizate, lagărele din pietre preţioase, lubrificaţia cu gaze, frecarea şi uzura rulmenţilor miniaturali, studiul experimental al lubrifianţilor din mecanica fină.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T., Tudor, D.* : Stand experimental pentru măsurarea şi dinamică a momentelor de frecare din lagărele de mecanică fină. In : „Tribotehnica" vol. II, Galaţi, 18 mai 1978.

[2] *Demian, T., Tudor, D.* : Un nou aparat pentru determinarea momentelor de frecare din lagărele pentru mecanica fină, Tribotehnica, Hunedoara, 1980.

CZ : 621.833

Asupra calculului roţilor dinţate cilindrice din materiale plastice

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN,** asist. ing. Constantin NIŢU — Institutul Politehnic Bucureşti

Generalităţi

Materialele plastice sînt folosite pe scară tot mai largă la realizarea de roţi dinţate pentru transmisiile de mică putere din aparate. Rezistenţa mecanică mai scăzută a acestora este compensată de unele avantaje cum ar fi : capacitatea de amortizare, rezistenţa la coroziune, rezistenţa la uzură cînd funcţionează uscat, în medii umede şi cu praf, rentabilitatea fabricaţiei la serii mari.

Roţile dinţate din materiale plastice ies din funcţiune în urma ruperii dinţilor (care se produce la picior), sau prin distrugerea flancurilor (ca urmare apariţiei fisurilor, porilor de coroziune şi uzurii mari).

În calcul, spre deosebire de roţile metalice, trebuie să se ţină seama de unele caracteristici ale materialelor plastice ca : modulul de elasticitate foarte mic (care cere un calcul de deformare a dinţilor) şi variaţia proprietăţilor mecanice cu temperatura (care va influenţa valorile rezistenţelor admisibile).

Calculul dinţilor la deformaţii şi rupere

Deformaţia limită. Funcţional, deformaţia dinţilor sub acţiunea forţei periferice acţionează ca şi cum dinţii ar fi afectaţi de o eroare de pas, contactul perechilor succesive realizîndu-se prin şoc, iar solicitarea dinamică şi uzura cresc. Pentru a reduce influenţa acestei dezavantaj, se poate proceda la flancarea dintelui (fig. 1), cu valoarea erorii de pas e_a, în [mm], care se poate calcula însumînd deformaţiile de încovoiere ale dinţilor pereche, deoarece se poate considera că, pentru scurt timp, ambii dinţi aflaţi în contact sînt deformaţi.

Pentru calculul deformațiilor de încovoiere ale dinților se poate folosi un model geometric simplificat, prin înlocuirea arcelor de evolventă cu drepte duse prin punctele

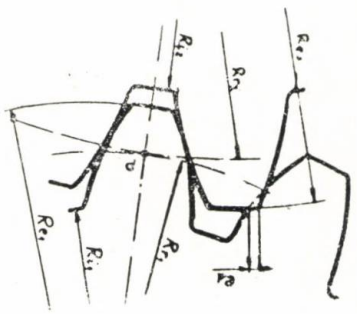


Fig. 1 Deformația dinților interpretată ca o eroare de divizare.

de început al profilului în evolventă și punctele limită de pe cercul de vîrf (fig. 2, a). Dimensiunile geometrice și notațiile sînt arătate în figură, cu specificația că g_e și g sînt coarde în cercurile de raze R_e și R. Notația R s-a introdus pentru a delimita două cazuri:

1) $R_b > R_i$ cînd $R = R_b$ și $g = g_b$;

2) $R_b < R_i$ cînd $R = R_u$ și $g = g_u$,

Raza începutului profilului dintelui generat de o cremalieră generatoare se poate calcula cu relația:

$$R_u = \frac{m}{2}\sqrt{[z-2(f_0-\xi)]^2+4\left(\frac{f_0-\xi}{\operatorname{tg}\alpha_0}\right)^2} \qquad (2)$$

Din figura 2, b rezultă că înălțimea h_0 a fracțiunii trapezoidale din modelul dintelui se poate calcula cu relația:

$$h_0 = \sqrt{R_e^2-\left(\frac{g_e}{2}\right)^2} - \sqrt{R^2-\left(\frac{g}{2}\right)^2} \qquad (3)$$

unde g, R pot fi g_b, g_u și R_b, R_u.

Pe modelul încărcării dintelui (fig. 2, b) se pot deduce dimensiunile:

$$h = h_0\frac{g}{g-g_e}, \qquad (4)$$

$$h_p = h_0 + R_r - \sqrt{R_e^2-\left(\frac{g_e}{2}\right)^2}, \qquad (5)$$

$$k = R - R_i + r, \qquad (6)$$

unde R poate fi R_b sau R_u, R_i este raza cercului interior, iar r este raza de racordare la piciorul dintelui.

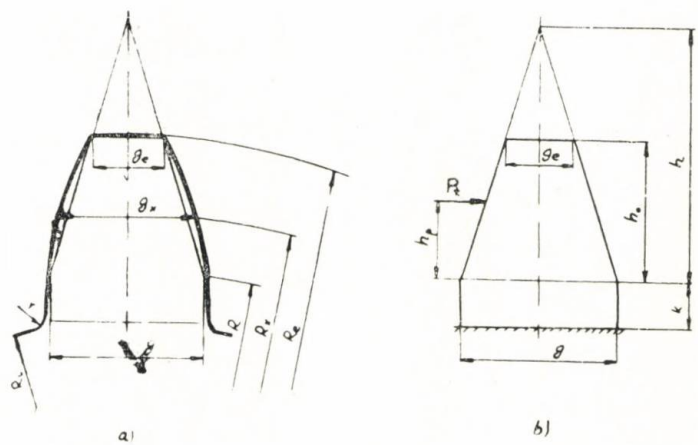


Fig. 2 Modelul geometric propus pentru dinte.

unde R_u este raza cercului de început al profilului și g_u, coarda corespunzătoare.

Relația generală pentru calculul lungimii coardelor este:

$$g_x = 2R_x \operatorname{sin}\left[\frac{0{,}5\pi + 2\xi\operatorname{tg}\alpha_0}{z} + \right. \qquad (1)$$

$$\left. + \operatorname{inv}\alpha_0 - \operatorname{inv}\left(\arccos\frac{mz\cos\alpha_0}{2R_x}\right)\right]$$

unde g_x are semnificația g_e, g_b, g_u prin înlocuirea lui R_x cu R_e, R_b sau R_u.

Prin integrarea ecuației fibrei medii deformate se obține valoarea deformației măsurată la capul dintelui, deci eroarea de divizare:

$$e_\alpha = \frac{12\psi P_t}{l}\sum_{i=1}^{2}\frac{1}{E_i g_i^3}\left[h_i^2 l n\frac{h_i}{h_i-h_{pi}} - \right.$$

$$- 2\frac{h_i^2 h_{pi}(h_i-h_{oi})}{h_i-h_{pi}} +$$

$$\left. + \frac{h_i h_{pi}(2h_i-h_{pi})(h_i-h_{oi})^2}{2(h_i-h_{pi})^2} + \right.$$

$$+ K_i\left(h_{oi}^2 + h_{oi}k_i + \frac{K_i^2}{3}\right) -$$

$$- \frac{k_i}{2}(h_{oi} - h_{pi})(2h_{oi} + K_i)\Big] \qquad (7)$$

unde l — lungimea dintelui în mm; $\psi =$ $= 2$ — multiplicatorul de impact $\left(\psi = 1 + \right.$ $\left. + \sqrt{1 + \frac{2h}{f_s}} \text{ și } h = 0\right)$

O a doua cale pentrc determinarea lui e_d evitînd calculul laborios de mai sus, este recomandată de metodologia germană:

$$e_d = \frac{3}{2}\frac{P_t}{l\cos\alpha} c_z\left(\frac{c_{\xi_1}}{E_1} + \frac{c_{\xi_2}}{E_2}\right) \qquad (8)$$

unde:

P_t — forța tangențială pe cercul de rostogolire care se înlocuiește, [daN];

E_1 și E_2 — modulele de elasticitate longitudinale ale materialelor roților [daN/mm^2];

α — unghiul de angrenare;

c_z, c_{ξ_1}, c_{ξ_2} — coeficienți care iau în considerare influența numerelor de dinți și a deplasărilor specifice ale profilurilor asupra

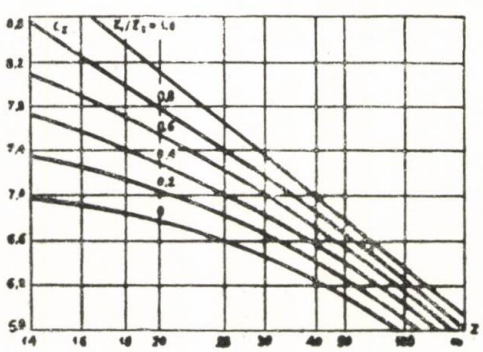


Fig. 3 Diagrama de variație a coeficientului c_z.

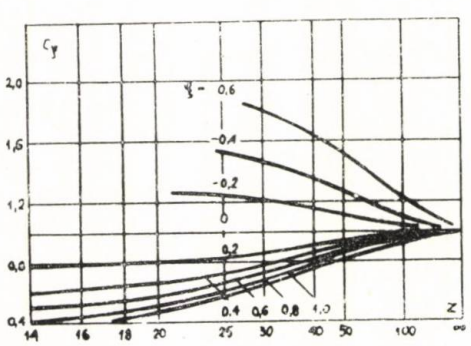


Fig. 4 Diagrama de variație a coeficientului c_ξ.

poziției polului angrenării. Valorile lui c_z, c_{ξ_1}, c_{ξ_2} sînt date în diagramele din figurile 3 și 4.

Ca o aplicație de interes practic, s-au considerat roțile din același material, numărul de dinți ai unei roți de 14, iar angrenajul deplasat simetric. Dependența factorului $E\,e_d l/P_t$ calculat cu relațiile (7) și (8), în funcție de raportul de transmitere i, este arătată

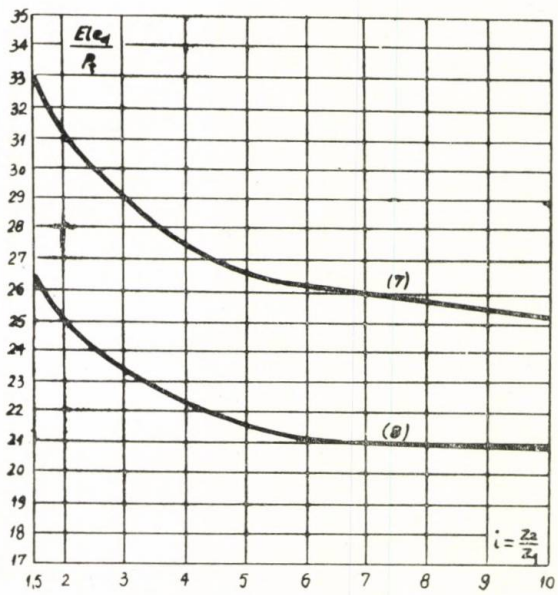


Fig. 5 Valorile numerice ale Ee_d/P_t calculate cu relațiile (7), (8).

în diagrama din figura 5. Se constată că valorile calculate cu relația (7), stabilită de autori, sînt mai mari cu aproximtiv 25% decît cele clculate cu relația (8). Relația (7) dă astfel o mai bună acoperire la proiectarea angrenajelor precise. Pentru cazurile mai puțin pretențioase, relația (8), deși utilizează coeficienți ce trebuie determinați din diagrame, prezintă avantaj în ce privește simplitatea calculului. S-a constatat experimental că pentru $e_d \geqslant 0{,}4$ m are loc o creștere a zgomotului, iar pentru $e_d \leqslant 0{,}1$ m (unde m este modulul) acesta se reduce mult.

Ruperea la piciorul dintelui. Ca și la roțile metalice, în calculul la rezistență se urmărește determinarea tensiunii care apare la piciorul dintelui, unde se produce ruperea. Principala cauză o reprezintă, și aici, forța periferică mare. Dacă se folosește relația de la roțile metalice, pentru tensiunea utilă σ_u se poate scrie:

$$\sigma_u = \frac{2M_t K_d}{\pi m^2 l y z \cos\alpha}\ [\text{daN/mm}^2] \qquad (9)$$

unde:

y — coeficientul de formă al dintelui care se poate stabili ca la roțile metalice [1];

k_d — coeficientul dinamic, important din cauza erorilor de execuție a danturii care produc accelerații și întîrzieri în angrenare.

Calculul lui k_d se poate face cu relația:

$$k_d = \frac{2M_t + P_d mz}{2M_t}, \qquad (10)$$

în care P_d este forța dinamică pentru care se poate utiliza relația recomandată de Petrusevici, [2]:

$$P_d = 0{,}8 v l \sqrt{\frac{A(A_{pb} - 5)}{i}} \text{ [daN]} \qquad (11)$$

unde:

A — distanța dintre axe, [cm];
A_{pb} — diferența maximă între pasul pe cercul de bază al roții conducătoare și cel al roții conduse, [µm];
i — raportul de transmitere;
v — viteza periferică.

Dacă se înlocuiește (11) în (10) și (9) tensiunea σ_u la piciorul dintelui va fi:

$$\sigma_u = \frac{2M_t}{\pi m^2 l y z \cos\alpha} + \qquad (12)$$

$$+ \frac{0{,}8v}{\pi m y \cos\alpha} \sqrt{\frac{A(A_{pb} - 5)}{i}} \text{ [daN/mm}^2\text{]}$$

Totodată, Buckingham [3] propune, pentru forța dinamică, relația:

(13)

$$P_d = \frac{v\left(\frac{2M_t}{mz} + ClE_{cp}\right)}{v + 0{,}15\sqrt{\frac{2M_t}{mz} + ClE_{cp}}} \text{ [daN]}$$

unde:

$C = \frac{0{,}111}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}}$ — coeficient de rigiditate a dinților;
E_{cp} — eroarea cumulată de pas;
l — lungimea dintelui, [cm].

Dacă se înlocuiește (13) în (10) și (9) se obține tensiunea la piciorul dintelui:

$$\sigma_u = \frac{2M_t}{\pi m^2 l y \cos\alpha} + \qquad (14)$$

$$+ \frac{v\left(\frac{2M_t}{mz} + ClE_{cp}\right)}{\pi m l y \cos\alpha\left(v + 0{,}15\sqrt{\frac{2M_t}{mz} + ClE_{cp}}\right)}$$

Pentru a compara valorile ce se obțin prin utilizarea relațiilor (12) și (14) s-au reprezentat grafic funcțiile $(\sigma_u \pi m l y \cos\alpha)_{12}$ și $(\sigma_u \pi m l y \cos\alpha)_{14}$ considerîndu-se drept variabile v și $2M_t/mz$ (fig. 6 și fig. 7).

Se constată că pentru variabila v (fig. 6), relația (14) dă valori mai mari ale σ_u dacă:

$$v < v_l = \qquad (15)$$

$$\frac{\frac{2M_t}{mz} + ClE_{cp} - 0{,}12\sqrt{\frac{A(A_{pb}-5)\left(\frac{2M_t}{mz} + ClE_{cp}\right)}{i}}}{0{,}8 v l \sqrt{\frac{A(A_{pb} - 5)}{i}}}$$

La viteze mari, $(\sigma_u \pi m l y \cos\alpha)_{14}$ tinde asimptotic spre valoarea:

$$(\sigma_u \pi m l y \cos\alpha)_{14} = \frac{4M_t}{mz} + ClE_{cp}, \qquad (16)$$

în timp ce $(\sigma_u \pi m l y \cos\alpha)_{12}$ crește liniar cu viteza.

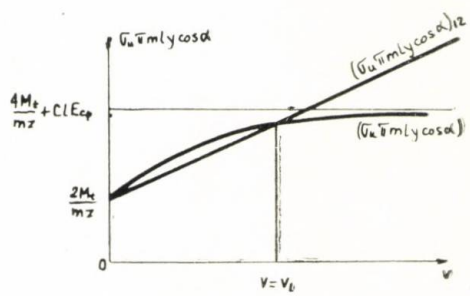


Fig. 6 Dependența expresiei $(\sigma_u \pi m l y \cos\alpha)$ de viteza periferică.

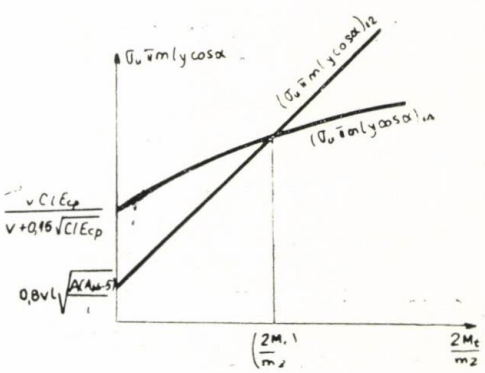


Fig 7 Dependența expresiei $(\sigma_u \pi m l y \cos\alpha)$ de forța periferică.

Considerîndu-se variabila $2M_t/mz$ (fig. 7), se constată că relația (14) dă valori mai mari ale σ_u, dacă:

$$\frac{2M_t}{mz} < \left(\frac{2M_t}{mz}\right)_l = \tag{17}$$

$$= 0{,}0072\, l^2 \frac{A(A_{pb}-5)}{i} + 0{,}09 \cdot$$

$$\cdot \sqrt{\frac{l^2}{v^2}\frac{A(A_{pb}-5)}{i} + 222{,}22\frac{l}{v}\sqrt{\frac{A(A_{pb}-5)}{i}}} +$$

$$+0{,}8\sqrt{\frac{A(A_{pb}-5)}{i}} - CLE_{cp}$$

Comparația celor două relații ale σ_u conduce la concluzia că, la viteze și forțe periferice mici, relația (14) dă valori mai mari, în timp ce relația (12) dă valori mai mari pentru viteze și forțe periferice peste limitele calculate cu (15) și (17). Tensiunea admisibilă la piciorul dintelui se obține adoptînd corespunzător coeficientul de siguranță c, din raportul :

$$\sigma_{u_{adm}} = \frac{\sigma_l}{c} \tag{18}$$

unde ca tensiune limită, σ_l, se poate lua σ_0 pentru un ciclu pulsator sau σ_c pentru o singură suprasolicitare de scurtă durată. În cazurile uzuale, valoarea c = 1,2 poate fi considerată suficientă. La porniri dese, funcționare reversibilă sau la cutii de viteze se va lua c = 1,5.

Probleme ale uzurii flancurilor dinților

Tensiunea de contact. În condiții similare de temperatură și de presiune pe flancul dintelui și la roțile dințate din materiale plastice deteriorarea flancului este mai rapidă la funcționarea în regim uscat. Explicația acestui fenomen este legată de modalitatea diferită de acțiune distructivă asupra flancurilor, în cele două cazuri, regim uscat și cu lubrifiație, cît și de faptul că filmul de lubrifiant atenuează presiunea maximă.

În calculul la uzură se poate determina tensiunea de contact maximă, pe flanc, cu relația lui Hertz pentru contactul liniar :

$$\sigma_{k_{max}} = \tag{19}$$

$$= \sqrt{\frac{2}{\pi\left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}\right)} \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{M_{t_1}}{\sin\alpha\cos\alpha} \cdot \frac{K_d}{lm^2 z_1^2}} \leqslant$$

$$\leqslant \sigma_{k_a}$$

unde :

ν — coeficientul lui Poisson ;
l — lungimea dintelui ;
σ_{k_a} — tensiunea admisibilă de contact.

În tabelul 1 se dau principalele caracteristici mecanice ale materialului DELRIN 500, actualmente, cel mai utilizat material plastic pentru realizarea de roți dințate, în țară. Valorile din tabel corespund unor condiții normale de temperatură și umiditate.

Prelucrarea relației (19) conduce, pentru roți din Delrin 500, la forma :

$$\sigma_{k_{max}} = 0{,}852\sqrt{\frac{i+1}{i}\frac{M_{t_1}K_d}{\sin 2\alpha}\frac{E}{lm^2 z_1^2}} \tag{20}$$

Influența temperaturii. Pentru un calcul mai precis al roților dințate din material plastic, este necesară cunoașterea temperaturii acestora, care se poate aprecia prin două valori : temperatura medie a întregului corp al roții și temperatura ce se atinge într-un strat superficial de pe flancul dintelui. Prima, care se va numi și temperatura dintelui este determinată pentru tensiunea admisibilă la piciorul dintelui și pentru deformarea dintelui, deoarece modulul de elasticitate scade cu creșterea temperaturii. A doua, temperatura flancului, determină tensiunea admisibilă de contact și influențează uzura, deoarece, la funcționare în regim uscat sau cu ungere redusă, temperatura flancului o depășește considerabil pe cea a dintelui.

Pentru calculul temperaturii roții dințate se face bilanțul energetic al sistemului reprezentat de un angrenaj simplu, căldura degajată prin frecarea roților dințate disipîndu-se fie în mediul exterior, fie în corpul roților. În condițiile în care se consideră că lubrifiantul nu contribuie semnificativ la evacua-

Asupra calculului roților dințate cilindrice din materiale plastice

Tabelul 1

Limita de elasticitate la tracțiune σ_{e_t} [daN/cm²]	Limita de elasticitate la încovoiere σ_{e_i} [daN/cm²]	Modul de elasticitate longitudinal E [daN/cm²]	Rezistența la oboseală (10^5 cicluri) σ_0 [daN/cm²]	Coeficient de dilatare termică α [grd^{-1}]	Coeficient Poisson ν	Absorbția de umiditate [%]	Coeficient de frecare μ
705	990	28 800	350	7,5 x 10^{-5}	0,35	0,25	0,3

rea căldurii datorate frecării, în [4] este indicată o relație pentru determinarea temperaturii :

$$t_{1,2} = t_0 + N\mu \frac{136\,(i+1)}{z_2+5} \cdot \left[\frac{17100\,k_2}{lz_{1,2}\,(vm)^{3,4}} + 7{,}33\,\frac{k_3}{A}\right] \qquad (21)$$

unde :

$t_{1,2}$ — temperatura dintelui sau a flancului, [°C];
t_0 — temperatura în vecinătatea carcasei angrenajului;
N — puterea transmisă, [kW];
μ — coeficientul de frecare;
v — viteza periferică a roții, în m/s;
A — aria carcasei angrenajului, [m^2];
k_2 și k_3 — coeficienți stabiliți experimental.

În afară de influența negativă asupra proprietăților mecanice, temperatura ridicată modifică dimensional roțile. Din această cauză, jocul de flanc la montaj trebuie să fie suficient, pentru a prelua dilatările maxime cauzate de temperatură sau de absorbția de umiditate.

Jocul minim de montaj se poate calcula cu relația :

$$j = j_{\min} + 0{,}02\,(\varepsilon_t + \varepsilon_h)\,a \sin\alpha \qquad (22)$$

unde :

j — jocul de flanc, [mm];
ε_t și ε_k — dilatările relative (termice sau cauzate de umiditate), în procente;
a — segmentul din distanța dintre axe acoperit cu material plastic, [mm].

O valoare propusă pentru $j_{\min}$, care să satisfacă posibilele erori ale danturii este :

$$j_{\min} = \frac{m}{30} \qquad (23)$$

În aceste condiții se poate calcula coeficientul de deplasare suplimentară a profilului, pentru obținerea jocului de flanc :

$$\xi_s = -\frac{1}{60 \sin\alpha} - 0{,}01\,\frac{\varepsilon_t + \varepsilon_h}{m}\,a \qquad (24)$$

Uzura. Datorită alunecării profilelor apare o uzură a flancului în punctele unde viteza relativă de alunecare este maximă, adică în punctele dintelui cele mai depărtate de cercul de rostogolire. Un calcul exact al uzurii nu este posibil din cauza numărului mare de factori care influențează acest fenomen. La materialele plastice, cei mai importanți factori sînt temperatura flancului t_f, tensiunea de contact σ_k și, la angrenarea cu o roată metalică, înălțimea asperităților R_z.

Încercări experimentale au arătat că valoarea uzurii poate fi determinată cu o relație de forma :

$$S = KL\left[1+\left(\frac{t_f}{100}\right)^{\gamma_1}\right]\left[1+\left(\frac{R_z}{10}\right)^{\gamma_2}\right] \cdot \left[1+\left(\frac{\sigma_k}{100}\right)^{\gamma_3}\right] \qquad (25)$$

unde :

S — uzura, [μm];
L — numărul de angrenări ale flancului dintelui;
K, γ_1, γ_2, γ_3 sînt valori experimentale.
Coeficientul K se introduce în μm, iar σ_k în daN/cm^2. Dacă ambele roți sînt din material plastic, factorul ce cuprinde pe R_z devine 1, deoarece vîrfurile asperităților cedează în procesul de uzură.

Valoarea calculată cu relația (25) se va compara cu o valoare maxim admisibilă, care se poate lua, în general, $S_{adm} = 0{,}2\,m$ unde m este modulul.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.:* Elemente constructive de mecanică fină, Editura didactică și pedagogică, București, 1976.

[2] *Petrusevici, A. I.:* Priblijenîi metod rasciota zubciatîh peredaci na procinosti. Vestnik mașinostroenia, nr. 6, 1955.

[3] *Buckingham, E. K.:* Gear Drive Design for Extreme Conditions of Speed and Load. Machine Design, nr. 15, 1957.

[4] * * *: Kunstoffe in der Kontruktion. BASF — Werkstoffblatt 3120.1/mai 1975.

CZ : 621.833

Calculul raportului de transmitere instantaneu pentru transmisia formată din melc arhimedic și roată dințată cilindrică cu dinți înclinați

Șef lucrări ing. Eugen **GRECU** — Institutul Politehnic București

În construcția de mașini, angrenajele melcate sînt utilizate ca elemente de transmitere a mișcării între arbori ce se încrucișează sub un unghi de 90° și comparativ cu celelalte angrenaje, prezintă următoarele avantaje: capacitate portantă ridicată, durabilitate și siguranță în exploatare, raport favorabil între putere și gabaritul construcției, rapoarte mari de transmitere pe o treaptă. Principalul lor dezavantaj îl constituie valoarea mică a randamentului. Utilizarea pe scară largă a acestor transmisii este legată, însă, de posibilitatea de prelucrare a melcilor la o precizie și calitate corespunzătoare scopului propus.

Din acest motiv, în mecanica fină se folosesc în locul transmisiei melc cilindric — roată melcată (melcul de tip A, NG, ND sau E conform **STAS 6845—75),** diferite transmisii simplificate [1], la care, fie melcul, fie roata, sînt înlocuite cu elemente de angrenare mai simplu de obținut tehnologic.

În continuare se va studia angrenajul format din melcul arhimedic (sau de tip A) și roata dințată cu dinți înclinați. Este evident că pentru prelucrarea unei astfel de roți volumul de muncă este micșorat considerabil. Transmisia se poate întrebuința la mecanismele cu încărcare redusă (spre exemplu în unele echipamente periferice, mecanisme de reglaj, aparatură radioelectronică, etc.), deoarece, spre deosebire de angrenajul clasic, unde contactul are loc după o suprafață, la aceasta contactul este liniar.

Pentru calculul elementelor geometrice principale ale acestei transmisii se va ține seama de elementele date inițial și anume: distanța între axe A, raportul de transmitere i_{12}, numărul de începuturi Z_1 ale melcului și de modulul frontal m al roții melcate din cazul considerat, același cu modulul axial m_a al melcului [4].

Unghiul de înclinare ß al dinților roții este dependent de mărimile inițiale și se calculează din relația:

$$A = \frac{m}{2} \cdot \left(\frac{Z_1}{\sin \beta} + \frac{Z_2}{\cos \beta} \right) \qquad (1)$$

dedusă din:

$$A = rd_1 + rd_2, \qquad (2)$$

pentru angrenajul zero, în care:

$$rd_1 = \frac{m_a \cdot q}{2} = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot \sin \beta}, \qquad (3)$$

este raza cilindrului de divizare al melcului;

$$rd_2 = \frac{m \cdot Z_2}{2 \cdot \cos \beta}, \qquad (4)$$

este raza cercului de divizare al roții cilindrice cu dinți înclinați;

q — coeficientul diametral al melcului;

m — modulul normal.

În continuare, se va calcula raportul instantaneu de transmitere scriind ecuațiile suprafețelor elementelor în angrenare și ale vectorilor normali la aceste suprafețe [2].

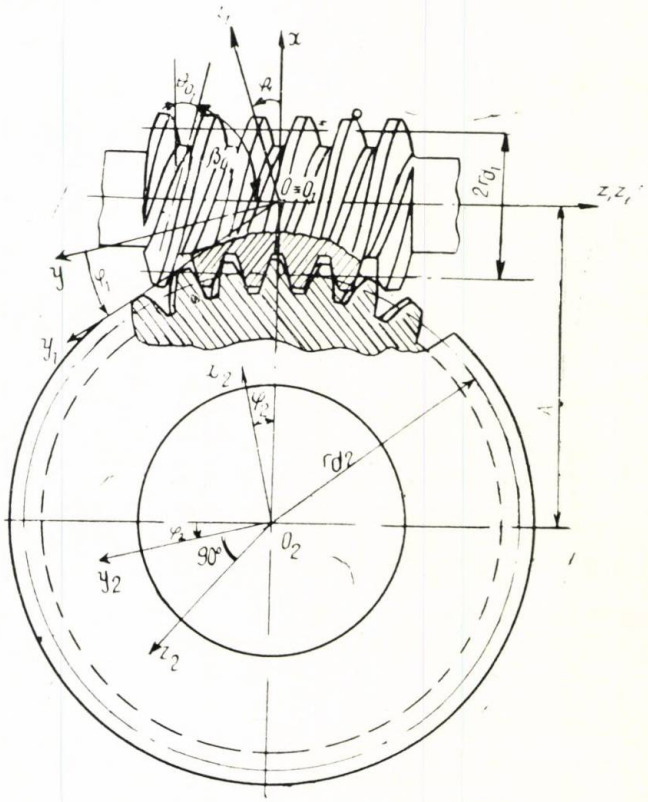


Fig. 1 Principalele elemente geometrice ale transmisiei simplificate melc arhimedic — roată cu dinți înclinați și sisteme de axe alese.

Pentru aceasta se va considera (fig. 1) angrenajul melc arhimedic — roată dințată cu dinți înclinați, la care se atașează trei sisteme de axe de coordonate: sistemul de coordonate fix Oxyz, sistemul $O_2x_1y_1z_1$ legat de axa melcului și sistemul $O_2x_2y_2z_2$ legat de axa roții dințate (distanța $00_2=A$).

Deoarece profilul melcului, în secțiune frontală (fig. 2), este o spirală arhimedică, iar în secțiunea axială este identic cu o crema-

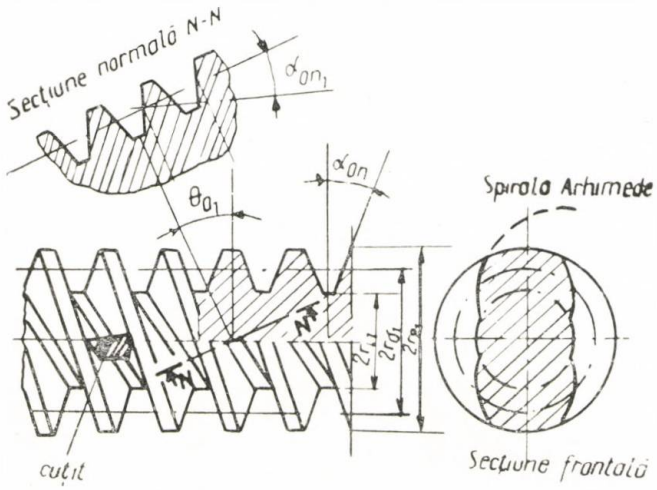


Fig. 2 Elemente geometrice ale melcului arhimedic (de tip A.

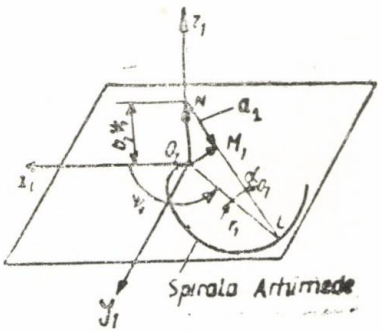


Fig. 3 Poziția unui punct de pe spira melcului arhimedic.

lieră cu flancuri drepte, se pot deduce din figura 3, ecuațiile parametrice ale suprafeței spirei melcului, scrise în sistemul de coordonate $Ox_1y_1z_1$:

$$\begin{aligned} x_1 &= a_1 \cdot \cos\alpha_{0_1} \cdot \cos\psi_1 \\ y_1 &= a_1 \cdot \cos\alpha_{0_1} \cdot \cos\psi_1 \\ z_1 &= b_1 \cdot \psi_1 - a_1 \cdot \sin\alpha_{0_1} \end{aligned} \tag{5}$$

în care:

a_1 ψ_1 sînt cordonatele curbilinii ale suprafeței;

b_1 — parametrul elicoidal al melcului ($b_1=q$);

α_{0_1} — unghiul de presiune axial al profilului ($\alpha_{0_1}=20°$).

Vectorul de poziție $\bar{r}_1(a_1, \psi_1)$ al punctului M_1 de pe această suprafață, dedus pe baza ecuațiilor (5) și a figurii 3, este:

Ecuția normalei la suprafață în M_1 este:

$$\begin{aligned} \bar{r}_1 = \overline{OM_1} = \overline{ON} + \overline{NM_1} = r_{1x} \cdot \bar{i} + r_{1y} \cdot \bar{j} + \\ + r_{1z} \cdot \bar{k} = a_1 \cdot \cos\alpha_{0_1} \cdot (\cos\psi_1 \cdot \bar{i}_1 + \sin\psi_1 \cdot \bar{j}_1) + \\ + b_1 \cdot \psi_1 - a_1 \cdot \sin\alpha_{0_1}) \bar{K}_1 \end{aligned} \tag{6}$$

Ecuația normalei la suprafață în M_1 este:

$$\begin{aligned} \bar{n}_1 = n_{1x} \cdot \bar{i}_1 + n_{1y} \cdot \bar{j}_1 + n_{1z} \cdot \bar{K}_1 = \\ = \frac{\partial \bar{r}_1}{\partial a_1} \times \frac{\partial \bar{r}_1}{\partial \psi_1}, \end{aligned} \tag{7}$$

în care:

$$n_{1x} = \begin{vmatrix} \frac{\partial r_{1y}}{\partial a_1} & \frac{\partial r_{1y}}{\partial \psi_1} \\ \frac{\partial r_{1z}}{\partial a_1} & \frac{\partial r_{1z}}{\partial \psi_1} \end{vmatrix} = (b_1 \cdot \sin\psi_1 + a_1 \cos\psi_1 \cdot \sin\alpha_{0_1}) \cos\alpha_{0_1} \tag{8}$$

$$n_{1y} = \begin{vmatrix} \frac{\partial r_{1z}}{\partial a_1} & \frac{\partial r_{1z}}{\partial \psi_1} \\ \frac{\partial r_{1x}}{\partial a_1} & \frac{\partial r_{1x}}{\partial \psi_1} \end{vmatrix} = (a_1 \cdot \sin\alpha_{0_1} \cdot \sin\psi_1 - b_1 \cdot \cos\psi_1) \cos\alpha_{0_1} \tag{9}$$

$$n_{1z} = \begin{vmatrix} \frac{\partial r_{1x}}{\partial a_1} & \frac{\partial r_{1x}}{\partial \psi_1} \\ \frac{\partial r_{1y}}{\partial a_1} & \frac{\partial r_{1y}}{\partial \psi_1} \end{vmatrix} = a_1 \cdot \cos^2\alpha_{0_1}, \tag{10}$$

iar versorul $\bar{e}_1$ al acestei normale la suprafață este:

$$\bar{e}_1 = K \cdot (n_{1x} \cdot \bar{i}_1 + n_{1y} \cdot \bar{j}_1 + n_{1z} \cdot \bar{K}_1) \tag{11}$$

unde:

$$K = \frac{1}{\sqrt{n_{1x}^2 + n_{1y}^2 + n_{1z}^2}} = \frac{1}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2} \cdot \cos\alpha_{0_1}} \tag{12}$$

Efectuînd calculele, rezultă:

$$\begin{aligned} e_1 = \frac{1}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2}} [(b_1 \cdot \sin\psi_1 + a_1 \cdot \cos\psi_1 \cdot \sin\alpha_{0_1}) \bar{i}_1 + \\ + (a_1 \cdot \sin\alpha_{0_1} \cdot \sin\psi_1 - b_1 \cdot \cos\psi_1) \cdot \\ \cdot \bar{j}_1 + a_1 \cdot \cos\alpha_{0_1} \cdot K_1] \end{aligned} \tag{13}$$

sau parametric :

$$\begin{cases} e_{1x} = \dfrac{2}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2}} \cdot (b_1 \cdot \sin \psi_1 + a_1 \cdot \cos \psi_1 \cdot \sin \alpha_{0_1}) \\ e_{1y} = \dfrac{1}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2}} \cdot (a_1 \cdot \sin \alpha_{0_1} \cdot \sin \psi_1 - b_1 \cdot \cos \psi_1) \\ e_{1z} = \dfrac{1}{\sqrt{a_1^2 + b_1^2}} \cdot a_1 \cdot \cos \alpha_{0_1} \end{cases} \quad (14)$$

În mod analog, rezultă ecuațiile parametrice ale unui punct M_2 de pe suprafața dintelui roții cu dinți înclinați (fig. 4 a) raportate la sistemul $O_2x_2y_2z_2$;

$$\begin{cases} x_2 = r_{b_2} \cdot \cos \psi_2 + a_2 \cdot \cos \theta_{0_2} \cdot \sin \psi_2 \\ y_2 = r_{b_2} \cdot \sin \psi_2 - a_2 \cdot \cos \theta_{0_2} \cdot \cos \psi_2 \\ z_2 = b_2 \cdot \psi_2 - a_2 \cdot \sin \theta_{0_2} \end{cases} \quad (15)$$

unde :

r_{b_2} — raza cercului (cilindrului) de bază al roții avînd relația :

$$r_{b_2} = r_{d_2} \cdot \cos \alpha_{0_2} ;$$

r_{d_2} — raza cercului (cilindrului) de divizare ;

θ_{0_2} — unghiul de înclinare al curbei elicoidale pe cilindrul de bază (complementul unghiului de înclinare de referință al dintelui, notat β_{0_2}) ; a_2, ψ_2 — coordonatele curbilinii ale suprafeței ; b_2 — parametrul elicoidal al roții :

$$b_2 = r_{b_2} \cdot \operatorname{tg} \theta_{0_2} \quad (16)$$

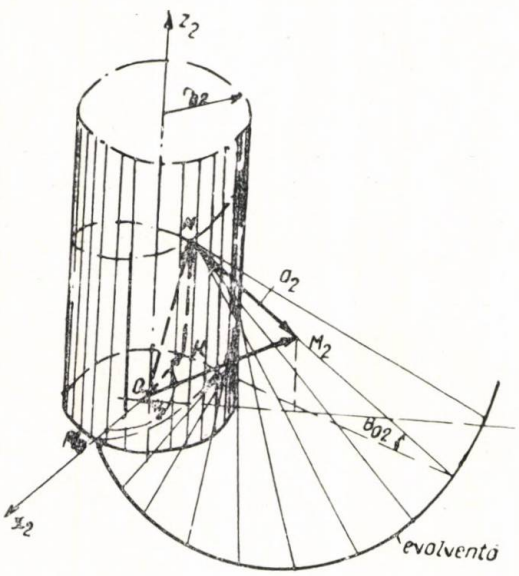
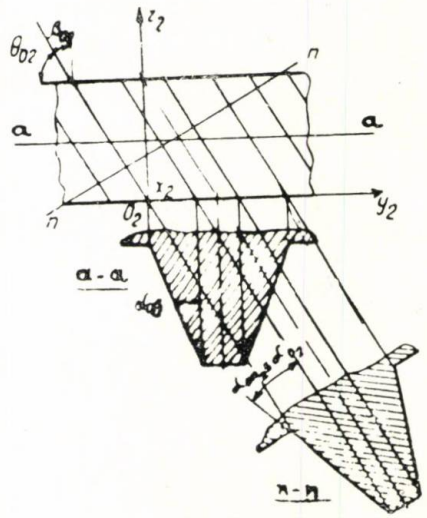


Fig. 4 a) Poziția unui punct de pe suprafața dintelui roții cu dinți înclinați.



b) Elemente geometrice ale roții dințate cu dinți înclinați.

Ecuația vectorială a suprafeței corespunzător ecuațiilor parmetrice (15) este :

$$\begin{aligned} \bar{r}_2 = \overline{OM}_2 = \overline{OK} + \overline{KN} + \overline{NM}_2 = \quad (17) \\ = (r_{b_2} \cdot \cos \psi_2 + a_2 \cdot \cos \theta_{0_2} \cdot \sin \psi_2)\, \bar{i}_2 + \\ + (r_{b_2} \cdot \sin \psi_2 - a_2 \cdot \cos \theta_{0_2} \cdot \cos \psi_2)\, \bar{j} + \\ + (b_2 \cdot \varphi_2 - a_2 \sin \theta_{0_2})\, \bar{K} \end{aligned}$$

Normala $\bar{n}_2$ la această suprafață în punctul M_2 este :

$$\begin{aligned} \bar{n}_2 = (a_2 \cdot \cos \theta_{0_2} \cdot \sin \theta_{0_2} \cdot \sin \psi_2)\, \bar{i}_2 - \quad (18) \\ - (a_2 \cdot \sin \theta_{0_2} \cdot \cos \theta_{0_2} \cdot \cos \psi_2)\, \bar{j}_2 + a_2 \cdot \cos^2 \theta_{0_2} \cdot \bar{K}_2, \end{aligned}$$

(19)

$$\text{iar } K_2 = \frac{1}{\sqrt{n_{2x}^2 + n_{2y}^2 + n_{2z}^2}} = \frac{1}{a_2 \cdot \cos \theta_{0_2}}$$

astfel încît versorul normalei la suprafața dintelui este :

(20)

$$\bar{e}_2 = \sin \theta_{0_2} \cdot \sin \psi_2 \cdot \bar{i} - \sin \theta_{0_2} \cdot \cos \psi_2 \cdot \bar{j} + \cos \theta_{0_2} \cdot \bar{K}$$

Aplicînd formulele de trecere în sistemul fix Oxyz, ecuațiile suprafețelor și ale versorilor normalelor devin :

$$\bar{r}_1 = \bar{r}_1(a_1,\ \psi_1,\ \varphi_1) \quad (21)$$

$$\bar{e}_1 = \bar{e}_1(a_1,\ \psi_1,\ \varphi_1) \quad (22)$$

$$\bar{r}_2 = \bar{r}_2(a_2,\ \psi_2,\ \varphi_2) \tag{23}$$

$$\bar{e}_2 = \bar{e}_2(a_2,\ \psi_2,\ \varphi_2) \tag{24}$$

unde φ_1 și φ_2 sînt unghiurile de rotire ale melcului și roții în raport cu axele proprii.

Condițiile de contact în pol (în punctul de coordonare — r_{d_1} 0,0, și de rază vectoare $\bar{r}_p$) sînt :

$$\left.\begin{aligned} \bar{r}_1 &= \bar{r}_2 = \bar{r}_p \\ \bar{e}_1 &= \bar{e}_2 \end{aligned}\right\} \tag{25}$$

Din rezolvarea sistemului de ecuații (25) rezultă

$$\alpha_{0_1} = \alpha_{0_{f2}} \tag{26}$$

sau [2],

$$\operatorname{tg}\alpha_{0_1} = \frac{\operatorname{tg}\alpha_{0_2}}{\sin\theta_{0_1}} = \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\sin\theta_{0_1}} = \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos\beta_{0_1}} \tag{27}$$

unde :

α_{f2} — unghiul de referință al profilului pe cercul de divizare în planul frontal al roții (fig. 4 b.) ;

α_{02} — unghiul de referință al profilului pe același cerc în panul normal al roții ;

β_{01} — unghiul de înclinare al dintelui pe cilindrul de divizare ;

θ_{01} — unghiul de înclinare al elicei melcului la cilindrul de divizare, complement al unghiului β_{01} .

Pentru a determina dependența unghiului de rotire al roții φ_2 de unghiul φ_1 de rotire al melcului, precum și a raportului de transmitere i_{12} de același unghi φ_1 este necesar să se rezolve sistemul de ecuații :

$$\left.\begin{aligned} \bar{r}_1 &= \bar{r}_2 \\ \bar{e}_1 &= \bar{e}_2 \\ \bar{e}_2 \cdot \bar{v}_{12} &= 0, \end{aligned}\right\} \tag{28}$$

ultima ecuație exprimînd observația că [3], într-un punct de tangență al suprafeței generatoare S și al suprafeței elicoidale generate, adică într-un punct al caracteristicii K (fig. 5), vectorul vitezei relative $\bar{v}_{12}$ a elementelor în punctul de contact trebuie să fie conținut în planul comun tangent.

Proiecțiile vectorului $\bar{v}_{12}$ pe axele de coordonate, în cazul angajamentului considerat, sînt

$$\left.\begin{aligned} v_{x_{12}} &= -y_2 - z_2 \cdot i_{21} \\ v_{y_{12}} &= x_2 \\ v_{z_{12}} &= i_{21} \cdot (x_2 + A) \end{aligned}\right\} \tag{29}$$

în care x_2, y_2 și z_2 sînt date de relațiile (15)

Înlocuind relațiile (5), (14), (15), (20) în ecuațiile sistemului (28) și ținînd seama de trecere la sistemul fix Oxyz, va rezulta sistemul :

(30)

$$\left\{\begin{aligned} & a_1 \cdot \cos\alpha_{0_1} \cdot \cos\Phi_1 = r_{b_2} \cdot \cos\Phi_2 + \\ & + a_2 \cdot \cos\theta_{0_2} \cdot \sin\Phi_2 - A \\ & a_1 \cdot \cos\alpha_{0_1} \cdot \sin\Phi_1 = b_2 \cdot (\Phi_2 - \varphi_2) - a_2 \cdot \sin\theta_{0_2} \\ & b_1(\Phi_1 - \varphi_1) - a_1 \cdot \sin\alpha_{0_1} = -r_{b_2} \cdot \sin\Phi_2 - \\ & - a_2 \cdot \cos\theta_{0_2} \cdot \cos\Phi_2 \\ & a_1 \cdot \cos\alpha_{0_1} = -\sqrt{a_1^2 + b_1^2} \cdot \sin\theta_{0_2} \cdot \cos\Phi_2 - \\ & - b_1 \cdot \cos\Phi_1 + a_1 \cdot \sin\alpha_{0_1} \cdot \sin\Phi_1 = - \\ & - \sqrt{a_1^2 + b_1^2} \cdot \cos\theta_{0_2} \end{aligned}\right.$$

în care :

$$\Phi_1 = \psi_1 + \varphi_1 \text{ și } \Phi_2 = \psi_2 + \varphi_2$$

Totodată, din ecuația $\bar{e}_2 \cdot \bar{v}_{12} = 0$, ținînd seama de (16), (20), (29), va rezulta raportul de transmitere instantaneu i_{21} și anume :

$$i_{21} = (\Phi_2 - \varphi_2) \cdot \operatorname{tg}\theta_{0_2} \cdot \sin\Phi_2 - \tag{31}$$

$$- \frac{a_2 \cdot \sin\Phi_2}{r_{b_2} \cdot \sin\theta_{0_2}} - \frac{\cos\Phi_2}{\operatorname{tg}\theta_{0_2}} + \frac{A}{r_{b_2} \cdot \operatorname{tg}\theta_{0_2}}$$

Rezolvînd sistemul de ecuații (30), care este compatibil determinat, pentru diferite variante de transmitere, cu ajutorul relației (31) se poate determina influența unor factori (θ_{0_2}, A, m) asupra lui i_{12}. Deoarece sistemul este neliniar, soluția poate fi obținută, în cazul general, numai numeric, cu ajutorul calculatorului, prin metode iterative.

Pe baza rezultatelor anterioare, este pusă la dispoziția proiectantului o metodică de calcul a raportului de transmitere instantaneu pentru angrenajul simplificat melc arhimedic — roată dințată cu dinți înclinați. Impunînd variația acestui raport între niște valori limită, se pot alege, pe baza relațiilor stabilite, mărimile geometrice corespunzătoare ale transmisiei.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T., Grecu, E., Krause, W., Trah Phan Dat :* Einsatz von Schneckengetrieben in der Feingerätetechnik, In „Feingträtetechnik", nr. 5/1978, p. 222 — 226.

[2] *Litvin, F.L. :* Teoria zubciatîh zațeplenii. Izdatelstvo „Nauka", Moskva, 1968.

[3] *Maroș, D., Killmann, V., Rohonyi, V. :* Angrenaje melcate. Editura tehnică, București, 1966, p. 18—21.

[4] *Demian, T. :* Elemente constructive de mecanică fină. Editura didactică și pedagogică, București, 1976.

CZ : 621.85

Contribuții privind compensarea erorilor la transmisiile cu bandă în aparate

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN**, dr. ing. Yousef YASEEN — Institutul Politehnic București

Dintre transmisiile prin aderență, cele cu bandă sînt considerate suficient de precise pentru a căpăta o utilizare tot mai largă în construcția aparatelor de măsură și control. Precizia transmisiei capătă o importanță tot mai mare. Literatura de specialitate dă detalii cu privire la problemele teoretice referitoare la erorile acestor transmisii, dar se referă mai puțin la confirmarea lor experimentală. De aceea, în încercările făcute de autori, luîndu-se în considerare influența erorilor de execuție și montaj, s-a studiat comportarea cît mai apropiată de realitate a acestor transmisii.

Eroarea de transmitere cauzată de excentricitățile roților se poate determina considerîndu-se situația din figura 1 ; se va neglija alungirea elastică a benzii, vitezele punctelor

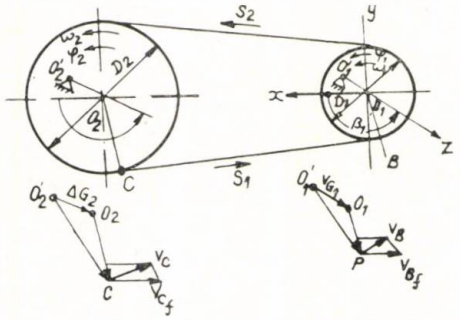


Fig. 1 Determinarea erorii cauzată de excentricitățile roților.

B și C vor fi luate egale, iar porțiunea BC din bandă va fi motoare. Direcția excentricităților $0_10'_1$ și $0_20'_2$ se măsoară prin unghiurile β_1 și β_2 în raport cu axa B și C (fig. 1) și admițînd că vitezele periferice în aceste puncte sînt egale :

$$\Delta\omega_2 = \frac{\Delta e_1 \sin(\beta_{10} - \varphi_1)\,\omega_1 - \Delta e_2 \sin(\beta_{20} - \varphi_2)\,\omega_2}{\frac{D_2}{2} + \Delta e_2 \sin(\beta_{20} + \varphi_2)} \tag{1}$$

de unde :

$$\Delta\varphi_2 = \int_0^t \Delta\omega_2(t)\,dt = \tag{2}$$

$$= \int_0^{\varphi_1} \frac{\Delta e_1 \sin(\beta_{10} + \varphi_1)}{\frac{D_2}{2} + \Delta e_2 \sin(\beta_{20} + \varphi_2)}\,d\varphi_1 +$$

$$+ \int_0^{\varphi_2} \frac{\Delta e_2 \sin(\beta_{20} + \varphi_2)}{\frac{D_2}{2} + \Delta e_2 \sin(\beta_{20} + \varphi_2)}\,d\varphi_2 \tag{2}$$

Abaterea $\Delta\varphi_2$ se poate calcula și cu o relație simplificată dacă se neglijează factorul $\Delta e_2 \sin(\beta_{20} + \varphi_2)$.

Eroarea de deplasare poate fi micșorată printr-o anumită dispunere a vectorilor excenticităților în raport cu poziția de zero a mecanismului. Un asemenea pocedeu de montaj prin compensare permite micșorarea valorii la limită a erorii $|\Delta\varphi^{(n)}|_{\lim}$, fără a modifica poziția roților.

Eroarea de deplasare a roții conduse se determină din relația generală :

$$\Delta\varphi^{(n)} = \sum_{j=1}^{n} \Delta\varphi_j(\varphi_j) \cdot i_{n1} \tag{3}$$

unde n — numărul de roți ale transmisiei.

Pentru $n = 2$, deci transmisie prin bandă cu două roți rezultă :

$$\Delta\varphi^{(2)} = \sum_{j=1}^{n} \frac{\Delta e_j \cdot i_{21}}{R_0(j)} \sin(\varphi_j + \gamma_j) - \sin\gamma_j \tag{4}$$

unde γ_j este unghiul sub care sînt dispuse excentricitățile maxime ale roților în mecanism.

S-a construit un stand experimental, original, pentru a se putea studia erorile, care are o transmisie etalon tot cu bandă (fig. 2). Aceasta permite să ne urmărească precizia de funcționare și să se compenseze erorile. În

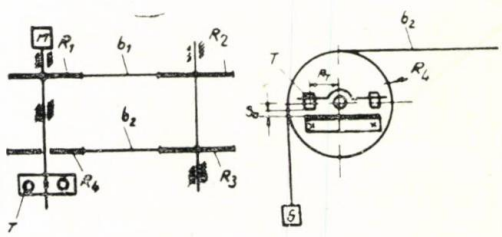


Fig. 2 Schema standului experimental pentru studiul erorilor.

schema cinematică, roţile au fost notate prin $\mathbf{R_i}$ benzile prin $\mathbf{b_i}$ motorul de antrenare prin **M**, traductorul inductiv prin **T**, iar distanţa dintre suport şi traductor prin S_4.

Dacă există erori la una sau la ambele transmisii, unghiul de rotaţie φ_4 al roţii $\mathbf{R_4}$ este diferit de unghiul φ_1 al arborelui **1**, rezultînd deviaţia unghiulară:

$$\Delta\varphi = \varphi_4 - \varphi_1,$$

care determină o variaţie a razei R şi a distanţei S_a, astfel:

$$\Delta S_a = R\Delta\varphi \qquad (5)$$

Inductanţa traductorilor modificîndu-se este amplificată şi înregistrată cu un inscriptor X—Y. Dacă transmisia $\mathbf{b_2}$ este etalon, transmisia $\mathbf{b_1}$ va fi afectată de erori care pot fi de execuţie şi montaj ale roţilor şi datora-

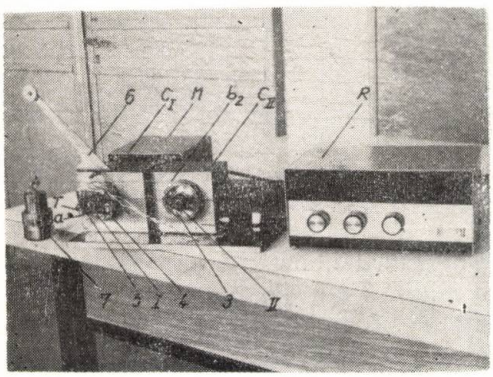


Fig. 3 Instalaţia de încercare şi standul pentru determinarea erorilor.

te deformaţiilor benzii. Standul şi instalaţia de încercare sînt arătate în fotografia din figura 3.

Erorile de execuţie şi montaj sînt determinate de excentricitatea roţilor, iar abaterea ΔD va fi:

$$\Delta D = D_2 - D_1,$$

unde D_1 şi D_2 sînt diametrele exterioare ale roţilor $\mathbf{R_1}$ şi $\mathbf{R_2}$. Nefiind permanente, erorile datorate excentricităţii pot fi compensate. Eliminarea excentricităţilor de montaj s-a făcut prin bucşe conice; pe roată liberă se montează suportul **4** care oscilează în faţa traductorilor, iar punctele de prindere ale benzilor se pot modifica. Cînd greutatea **G** coboară, motorul **M** este frîna instalaţiei şi elementul de tensionare a benzii.

În acest fel, eroarea de deplasare a benzii va fi:

$$\Delta S = \frac{R_4 \Delta S_a}{R_0} \qquad (6)$$

unde R_4 — raza roţii **4** şi R_0 — raza de montaj a traductorului.

În scopul interpretării rezultatelor experimentale se folosesc diagramele obţinute pentru următoarele situaţii:

a. Se consideră o transmisie cu 4 roţi etalon, al cărei raport de transmitere este 1. Teoretic, mărimea întrefierului Δa este constantă pe toată durata funcţionării. Abaterea ΔS nu va rămîne constantă, ci se va modifica din cauza jocurilor şi impreciziilor de execuţie. Eroarea sistematică poate fi determinată şi compensată şi se poate micşora chiar în raport cu poziţia de montaj a celor patru roţi etalon.

b. Se consideră o transmisie etalon şi una normală, cu una sau două roţi de excentricitate e. Se poate verifica justeţea relaţiilor teoretice de calcul şi soluţiile optime de montaj pentru compensarea erorilor de transmisie.

În cazul standului experimental, raportul de transmitere este egal cu unitatea, excentricitatea roţilor este: $e = 0{,}7$ mm, iar unghiul de rotaţie $\varphi_1 = -\varphi_2 = \varphi$.

Relaţia teoretică de calcul (4) va avea forma:

$$\Delta\varphi = \frac{e}{R_0}[\sin(\varphi + \gamma_2) - \sin\gamma_2 - \sin(\varphi + \gamma_3) + \sin\gamma_3]$$

unde: φ reprezintă unghiul de rotaţie, iar γ unghiul format între punctul de prindere al benzii şi punctul care indică valoarea maximă a excentricităţii. Rezultă:

$$\Delta S_t = \Delta\varphi \cdot R_4 = \Delta\varphi R_0 = e[\sin(\varphi + \gamma_2) - \sin\gamma_2 - \sin(\varphi + \gamma_3) + \sin\gamma_3],$$

deoarece $R_0 = R_4$.

Variaţia erorilor de transmitere pentru diferite puncte de prindere ale benzii se studiază pe roţile excentrice astfel:

a) $\gamma_3 = -\gamma_2$, defazajul dintre excentricităţi $\Delta\gamma = \pi$; se obţine:

$$\Delta S = e[\sin(\varphi + \gamma_2) - \sin\gamma_2 - \sin(\varphi - \gamma_2) - \sin\gamma_2] = 2e\sin\gamma_2(\cos\varphi - 1)$$

b) $\gamma_3 = 0$

$\gamma_2 = 0 \Rightarrow \quad \Delta S = e\sin\varphi$

$\gamma_2 = +\frac{\pi}{2} \Rightarrow \quad \Delta S = e\cos\varphi$

$\gamma_2 = -\frac{\pi}{2} \Rightarrow \quad \Delta S = -e\cos\varphi$

$\gamma_2 = \pi \Rightarrow \quad \Delta S = -e\sin\varphi$

c) $\gamma_2 = 0$; $\gamma_3 = \pi$; $\Delta\gamma = \pi$;

$\Delta S = e[\sin\varphi - \sin(\varphi + \pi)] = 2e\sin\varphi$

e) $\gamma_2 = \frac{\pi}{2}$; $\gamma_3 = -\frac{\pi}{2}$; $\Delta\gamma = \pi$;

$$\Delta S = e\left[\sin\left(\frac{\pi}{2}+\varphi\right) - \sin\frac{\pi}{2} - \right.$$

$$\left. - \sin\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) + \sin\left(-\frac{\pi}{2}\right)\right] =$$

$$= 2e(\cos\varphi - 1)$$

d) $\gamma_2 = 0$; $\gamma_3 = -\frac{\pi}{2}$; $\Delta\gamma = -\frac{\pi}{2}$;

$$\Delta S = e\left[\sin\varphi - \sin\left(\varphi - \frac{\pi}{2}\right) + \right.$$

$$\left. + \sin\left(-\frac{\pi}{2}\right)\right] = e[\sin\varphi + \cos\varphi - 1]$$

f) $\gamma_2 = \gamma_3 = 0$; $\Delta\gamma = 0$; $\Delta S = 0$

Cele de mai sus pun în evidenţă cazurile particulare de montaj ale roţilor. Variaţia erorii de transmitere este o sinusoidă, cosinusoidă sau o funcţie combinată sinusoidă — cosinusoidă. Dacă $\gamma_2 = \gamma_3 = 0$, deci vectorii excentricităţilor sînt paraleli, iar defazajul $\Delta\gamma = 0$, eroarea de transmitere se compensează, lucru foarte important în practică.

Urmărind diagramele obţinute se constată următoarele :

Diagrama din figura 4 reprezintă eroarea de transmitere ΔS pentru care s-au folosit roţi etalon. Eroarea apare datorită jocului în

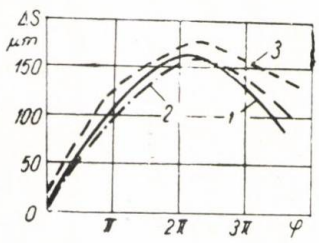


Fig. 4 Variaţia erorii de transmitere.

lagăre (jocul roţii **4** pe arbore), eventualelor imprecizii de execuţie a roţilor şi datorită oscilaţiilor benzii aceasta fiind o eroare sistematică. Forţele aplicate sînt de 2 N pentru diagrama **1**, 3 N pentru diagrama **2** şi 5 N pentru diagrama **3**. Erorile sistematice se elimină grafic din aceste diagrame. S-a reuşit prin compensarea erorilor roţilor etalon să se micşoreze aceste erori.

Diagrama din figura 5 reprezintă variaţia erorii totale de transmitere ΔR_t din care s-a scăzut grafic eroarea ΔS_k în cazul folosirii în locul roţii etalon **2** a unei roţi excentrice cu $e = 0{,}7$ mm. Variaţia erorii de transmitere introdusă de excentricitate s-a studiat pentru diverse puncte de prindere a benzii pe roata

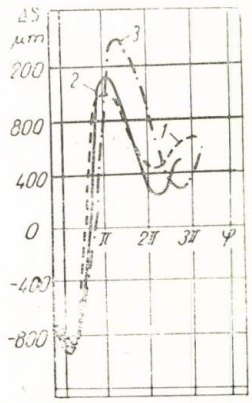


Fig. 5. Variaţia erorii totale.

excentrică, ca element de antrenare folosindu-se motorul şi o forţă de încărcare de 2 daN.

a) Prinderea benzii se face în punctul de excentricitate maximă e_M (curba **1**), cînd $\Delta S_M = 1{,}40 - 0{,}20 - 1{,}20$ mm. Din curba **1**, variaţia erorii teoretice este $\Delta S = |e \sin\varphi| = 2\ e \sin\varphi = 1{,}40$ mm. S-a observat, că şi în cazul prinderii benzii în punctul de excentricitate minimă e_m, se obţine aceeaşi curbă de variaţie a erorii de transmitere ΔS.

b) Prinderea benzii se face în punctul pentru care este de $+90°$ e_M (curba **2**).

Rezultă :

$$\Delta S_M = 1{,}325 \text{ mm};$$

şi

$$\Delta S = |e\cos\varphi| = 1{,}40 \text{ mm}.$$

c) Prinderea benzii se face în punctul pentru care e_M este de $-90°$ (curba **3**).

Rezultă :

$$\Delta S_M = 1{,}55 \text{ mm};$$

şi

$$\Delta S = |e\cdot\cos\varphi| = 1{,}40 \text{ mm}.$$

Diagrama din figura 6 reprezintă variaţia erorii ΔS introdusă de două roţi excentrice montate cu vectorii excentricităţilor paraleli, deci cu un defazaj $\Delta\gamma = 0$, prinderea benzii

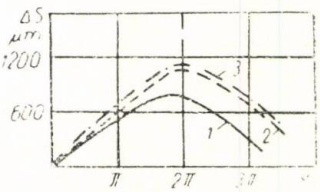


Fig. 6 Variaţia erorii pentru vectorii paraleli ai excentricităţilor.

făcîndu-se în punctul de excentricitate maximă e_M. Forţele aplicate sînt de 2 N pentru diagrama **1**, 3 N pentru diagrama **2** şi 5 N pentru diagrama **3**. Forţa de încărcare este 2 daN. Dacă motorul este element de frînare, $\Delta S_M = 1{,}23$ mm.

Un caz special apare la variaţia erorii ΔS, dacă toate cele patru roţi sînt montate cu excentricitate. Se obţine grafic ΔS_M apoi eroarea totală de transmitere ΔS_t. Roţile sînt montate cu vectorii excentricităţii paraleli, cu defazajul $\Delta\gamma = 0$. Curba de variaţie

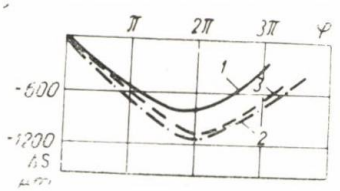


Fig. 7 Variaţia erorii pentru roţile **1** şi **4** montate excentric, iar roţile **2** şi **3** considerate etalon.

se obţine considerîndu-ne cazul din diagrama din figura 6 la care roţile **1** şi **4** sînt etalon, iar roţile **2** şi **3** excentrice.

Un alt caz apare dacă roţile **1** şi **4** sînt montate excentric iar roţile **2** şi **3** sînt etalon. Se obţine diagrama din figura 7. Dacă toate cele patru roţi sînt excentrice, se însumează diagramele din figurile 6 şi 7, rezultînd o linie dreaptă, deci o compensare a tuturor erorilor (poziţie, fabricaţie, montaj etc.), dînd o variaţie nulă a erorii.

Din cele arătate pînă aici, se observă că din compararea diagramelor din figura 6 şi figura 4 rezultă că eroarea ΔS introdusă de roţile excentrice este constantă şi egală aproximativ cu eroarea cinematică a standului. Acesta este cel mai favorabil caz de montaj, deoarece erorile de excentricitate se compensează reciproc. Realizarea unei precizii ridicate a transmisiei, chiar la o precizie de execuţie a roţilor mai mică, are mare importanţă practică în montajul selectiv al roţilor de la transmisiile cu bandă. Se cere ca la montaj vectorii excentricităţilor să fie paraleli, iar prinderea benzii să se facă în punctul de excentricitate maximă e_M sau excentricitate minimă e_m.

Se mai constată, din diagramele ridicate, că relaţiile teoretice de calcul sînt corecte, dar ele trebuie să considere şi influenţa forţei de întindere, deci a momentului rezistent, deoarece acesta poate modifica sensibil precizia transmisiei (cu zecimi de procente). Apare, clar, necesitatea considerării, la proiectare, a posibilităţilor de compensare a erorilor. Din punctul de vedere al preciziei, pentru construcţiile de aparate mai pretenţioase, sînt recomandabile materialele cu alungiri mici. Se preferă benzile sau firele din oţel în locul materialelor plastice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.:* Elemente constructive de mecanică fină. Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1976.

[2] *Demian, T., Yaseen, Y:* Asupra preciziei transmisiilor cu bandă din aparate. Revista „Construcţia de maşini", Nr. 5, Bucureşti, 1979.

CZ : 621.833:681

Asupra unor aspecte ale calculului de rezistenţă al angrenajului melcat

Şef lucrări ing. Iosif **CURIŢA**, şef lucrări dr. ing. Adrian **PASCU** — Institutul Politehnic Bucureşti

Metodica de calcul de rezistenţă al danturii angrenajului melcat se bazează pe relaţiile corespunzătoare roţilor dinţate cilindrice cu dinţi înclinaţi, aplicîndu-i-se doar roţii melcate, care este mai puţin rezistentă. De obicei, însă, calculul la încovoiere se aplică numai pentru verificare, cînd roata melcată are un număr mare de dinţi, şi anume $z > 100$, iar modulul este mic, sau cînd angrenajul este acţionat manual, cazuri în care solicitarea de încovoiere poate fi cauza deteriorării danturii.

În general, la angrenajul melcat, factorul principal al distrugerii danturii îl constituie formele diverse sub care se manifestă uzura. Astfel, cînd roţile melcate se confecţionează din materiale mai moi (de exemplu, bronz cu staniu) se produce o uzură de aderenţă lentă şi uniformă, iar cînd se execută din materiale mai dure (de exemplu, bronz cu aluminiu, fontă, etc.) poate interveni chiar gripajul. Evident, aspectele uzurii sînt condiţionate de valorile vitezelor de alunecare şi eforturilor unitare de contact care apar în zona de angrenare.

Din acest considerent, în cazul calculului la uzură al danturii angrenajului melcat, se utilizează relația lui Hertz pentru determinarea efortului unitar maxim corespunzător contactului teoretic liniar, și anume:

$$\sigma_{k\max} = \sqrt{\frac{1}{2\pi}\frac{F_n}{l_c}\frac{\sum_{i=1}^{2}\frac{1}{R_i}}{\eta}} = 0{,}399 \cdot \sqrt{\frac{F_n}{l_c}\frac{\sum_{i=1}^{2}\frac{1}{R_i}}{\eta}}, \qquad (1)$$

în care se fac substituirile următoare:

$$F_n = F_t \frac{1}{\cos\alpha_{on}\cdot\cos\theta_0} = \frac{2M_{tr}}{D_{rr}}\frac{K}{\cos\alpha_{on}\cdot\cos\theta_0} = \frac{2K\cdot 9549{,}3P}{D_{rr}\cdot n_r}\frac{1}{\cos\alpha_{on}\cdot\cos\theta_0},$$

$$l_c \approx 1{,}5\frac{D_{sr}}{\cos\theta_0},$$

$$\sum_{i=1}^{2}\frac{1}{R_i} = \frac{1}{\rho_e\cdot\sin\alpha_{on}} = \frac{2\cos^2\theta_0}{D_{sr}\cdot\sin\alpha_{on}},$$

unde:

F_n — reprezintă forța normală pe flancul dintelui, dirijată de-a lungul liniei de angrenare;

F_t — forța tangențială pe cercul de rostogolire;

α_{on} — unghiul de angrenare normal, cu valoarea standardizată de 20°;

θ_0 — unghiul de înclinare al spirelor melcului, ce înlocuiește unghiul ß de înclinare a dinților roții melcate, întrucît $\hat{\beta} = \hat{\theta}_0$;

M_{tr} — momentul de torsiune la arborele roții melcate;

P — puterea în [W];

D_{rr} — diametrul cercului de rostogolire al roții melcate, în [mm];

n_r — turația roții melcate în [rot/min];

K — coeficient global, avînd expresia $K = K_r \cdot K_d$, (unde K_r este coeficientul de repartizare a sarcinii, deoarece, sub influența componentelor radială și tangențială ale forței F_n melcul se deformează și repartizarea sarcinii pe dinte devine neuniformă), iar K_d = coeficientul dinamic, mai puțin important, întrucît, datorită alunecărilor de-a lungul dinților, solicitările dinamice în angrenajele cu roți. Mărimea coeficientului global K este cuprinsă între $K = 1, 1 \ldots 2$, valorile mai mici corespunzînd unor viteze de alunecare mai reduse și unei repartizări mai uniforme a sarcinii de-a lungul liniei de contact, deci și unor deformații mai mici);

l_c — lungimea de contact [mm];

D_{sr} — diametrul cercului de rostogolire al melcului [mm];

R_i — raza suprafeței de contact [mm];

ρ_e — raza roții dințate cilindrice cu dinți drepți echivalente [mm];

η — constanta elastică combinată a materialelor elementelor în contact, avînd expresia $\eta = 1/2\left[\left(1-\nu_2^s\right)/E_s + \left(1-\nu_r^2\right)/E_r\right]$, în care ν_s și ν_r sînt coeficienții lui Poisson pentru materialele melcului (s) și roții melcate (r), iar E_s și E_r — modulele de elasticitate longitudinale ale materialelor melcului și roții melcate [N/mm²].

Efectuînd simplificările respective, se obține:

$$\sigma_{k\max} = 63{,}67\sqrt{\frac{K\cdot P\cdot\cos^2\theta_0}{\mu\cdot D_{rr}\cdot D_{sr}^2\cdot n_r\cdot\sin\alpha_{on}\cdot\cos\alpha_{on}}} \qquad (2)$$

sau înlocuind, $\sin\alpha_{on}\cdot\cos\alpha_{on} = \frac{1}{2}\sin 2\alpha_{on}$, rezultă relația pentru verificarea efortului unitar de contact maxim:

$$\sigma_{k\max} = 90{,}04\sqrt{\frac{K\cdot P\cdot\cos^2\theta_0}{\eta\cdot D_{rr}\cdot D_{sr}^2\cdot n_r\cdot\sin 2\alpha_{on}}} \leqslant \leqslant \sigma_{ak}\ \left[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}\right], \qquad (3)$$

în care σ_{ak} reprezintă rezistența admisibilă, pentru contactul teoretic liniar, al cuplului de materiale folosit pentru melc și roată melcată.

Valorile lui σ_{ak} depind de duritatea și starea suprafețelor de contact, fiind cuprinse:

— pentru oțel călit pe oțel călit, între 600 și 800 N/mm²;

— pentru oțel pe textolit, între 80 și 100 N/mm²;

— pentru oțel pe bronz (viteze de alunecare ≈ 1 m/s), între 200 și 250 N/mm²;

— pentru oțel pe bronz (viteze de alunecare ⩾ 3 m/s), între 120 și 150 N/mm².

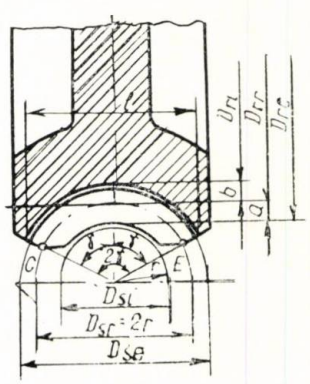
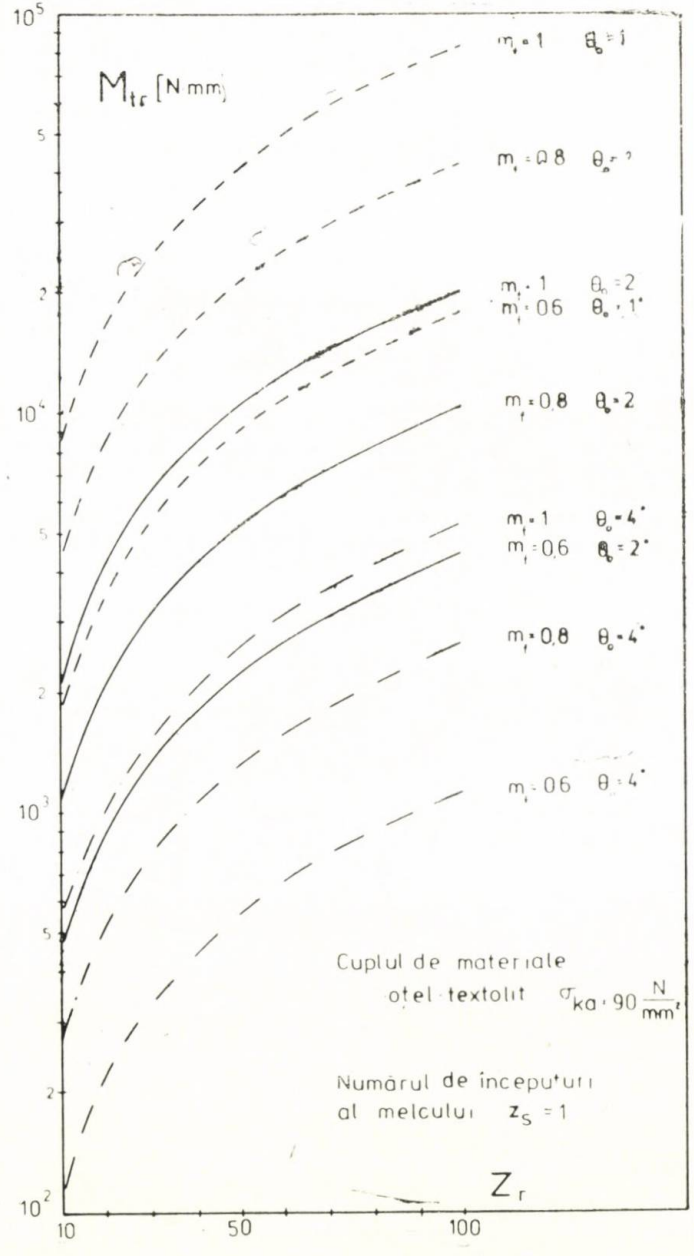
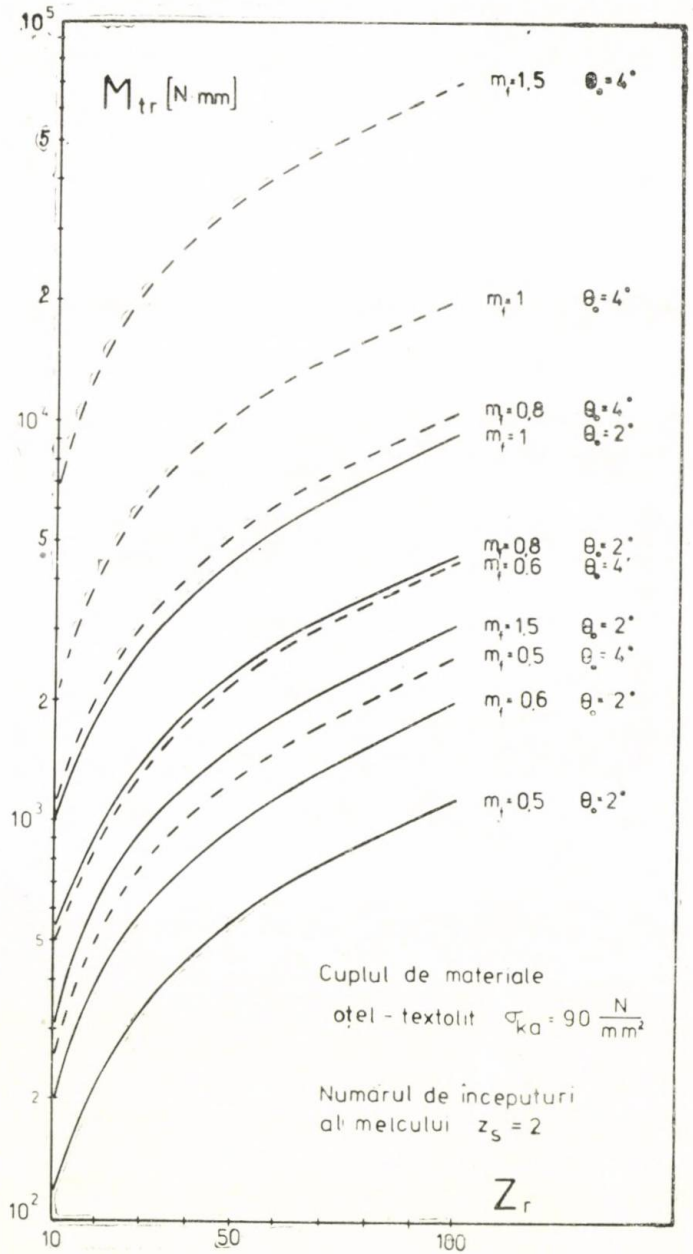


Fig. 1 Lungimea de contact și principalele elemente geometrice ale angrenajului melcat.



a



b

Fig. 2 Diagrame pentru dimensionarea modulului angrenajului melcat. a) melc cu un început; b) melc cu două începuturi.

Pentru exprimarea relației (3) în funcție de modulul frontal al roții melcate, m_f care se standardizează, de obicei, la angrenajul melcat, se fac substituirile (fig. 1) :

$$D_{rd} = m_f \cdot z_r \approx D_{rr} \quad \text{și} \quad D_{sd} = m_f \cdot z_s / \operatorname{tg} \theta_0 \approx D_{sr},$$

unde :

z_r — este numărul de dinți al roții melcate ;

z_s — numărul de începuturi ale melcului ($z_s = 1, 2, 3, 4$) ;

D_{dr}, D_{sd} — diametrele cercurilor de divizare ale roții melcate și melcului.

Relația lui $\sigma_{k\,max}$ devine :

(4)

$$\sigma_{k\,max} = 90{,}04 \sqrt{\frac{K \cdot P \cdot \cos^2 \theta_0}{\eta \cdot m_f \cdot z_r \dfrac{m_f^2 \cdot z_s^2}{\operatorname{tg}^2 \theta_0} n_r \cdot \sin 2\alpha_{on}}},$$

în care înlocuind $\operatorname{tg}^2 \theta_0 = \sin^2 \theta_0 / \cos^2 \theta_0$, rezultă :

(5)

$$\sigma_{k\,max} = 90{,}04 \sqrt{\frac{K \cdot P}{\eta \cdot n_r \cdot z_r \cdot z_s^2 \cdot m_f^3} \frac{\sin^2 \theta_0}{\sin 2\alpha_{on}}},$$

de unde se deduce relația modulului frontal m_f.

Relațiile (3) și (5), pentru verificarea la uzură a angrenajului melcat, au o largă aplicabilitate, întrucît, ele pot ține seama de diversitatea materialelor melcului și roții melcate întîlnite în construcțiile de mecanică fină.

Prin alegerea unei valori medii pentru coeficientul global K, relația (5) poate fi folosită pentru dimensionarea modulului angrenajului, funcție de sarcină, raport de transmitere și valorile alese pentru numărul de începuturi și unghiul θ_0 al melcului, astfel :

(6)

$$m_f = 20{,}1 \sqrt{\frac{K \cdot P}{\eta \cdot n_r \cdot z_r \cdot z_s^2 \cdot \sigma_{ak}^2} \frac{\sin^2 \theta_0}{\sin 2\alpha_{on}}}$$

Prin transformarea convenabilă și prelucrarea pe calculator a relației (5), pot fi obținute diagrame care înlesnesc o verificare sau o dimensionare rapidă a modulului angrenajului melcat. Exemplu de astfel de diagrame sînt ilustrate în figura 2, pentru melcul cu un început (fig. 2 a) și cu două începuturi (fig. 2 b), pentru un cuplu de materiale des întîlnit în construcția de aparate, și anume : melcul din oțel și roata melcată din textolit. Pentru coeficientul global K s-a considerat o valoare medie, $K = 1{,}5$.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T.* : Elemente constructive de mecanică fină. Editura didactică și pedagogică, București, 1976.

[2] *Ponomariov, S. D.* : Calculul de rezistență în construcția de mașini (trad. din limba rusă), vol. *I* și II. Editura tehnică, București, 1960, 1963.

CZ : 534.1:681

Elemente de funcționare și proiectare ale imprimantelor termice

Ing. Cristian **CRĂCIUNOIU**, ing. Andrei **CENUȘĂ**, ing. Mihai **VOLINTIRU** — Institutul Politehnic București

Utilizările variate ale minicalculatoarelor cît și extinderea necesităților de imprimare ieftină și rapidă au dus la dezvoltarea unor tehnici de imprimare adecvate. O clasificare a acestora s-ar putea face după principiul general de imprimare : cu impact sau fără impact.

Printre variatele tehnici fără impact, o remarcăm pe cea termică, folosită în general la imprimări cu viteză medie. Pentru că nu se cere nici developare, nici fixare, mînuirea este ușoară. Simplificarea funcțională adusă mecanicii, cît și preluarea unor atribuții ale acesteia de către electronica aferentă, face posibilă miniaturizarea și deci extinderea domeniului de aplicare (calculatoare portative, aparatură de laborator etc.). De aceea, se pune problema studiului cu metode specifice mecanicii fine, pentru a obține un minim de piese în mișcare, fiabilitate și preț de cost scăzut, în condițiile unor gabarite „de buzunar".

O imprimantă termică trebuie să conțină un cap termic de imprimare, circuitele electronice de logică și activare și o parte mecanică cît mai simplă. Imprimarea se realizează pe o hîrtie specială (termosenzitivă) care, sub acțiunea căldurii, își schimbă culoarea. Figurile 1 a și 1 b prezintă cele două tipuri de hîrtie termică folosită pînă în pre-

zent ; primul tip nu se mai foloseşte, iar al doilea deja s-a perfecţionat în sensul că permite imprimarea în diferite culori, funcţie de temperatura aplicată.

Eliminarea impactului la imprimare implică numeroase avantaje : reducerea considerabilă a uzurii, mărirea duratei de utilizare, reducerea preţurilor de cost şi întreţinere,

Performanţele şi avantajele oferite de imprimantele termice au dus la o diversificare a acestora, funcţie de producător şi aplicaţii. Ele diferă după : modul de imprimare a caracterelor (serie, paralel, posibilităţile de redare (alfanumerice, grafice şi intermediare), gabarit (lăţimea hîrtiei de la 38,1 la 220 mm) etc.

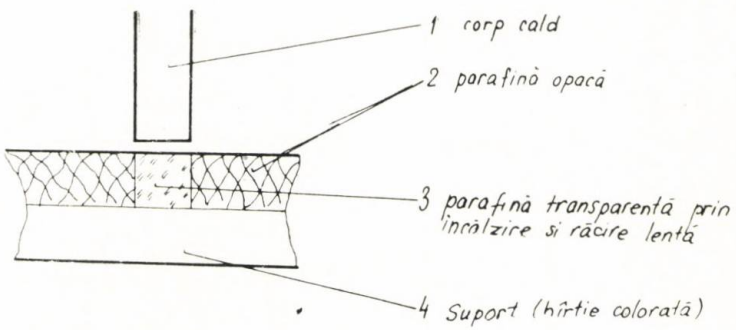


Fig. 1 *a*

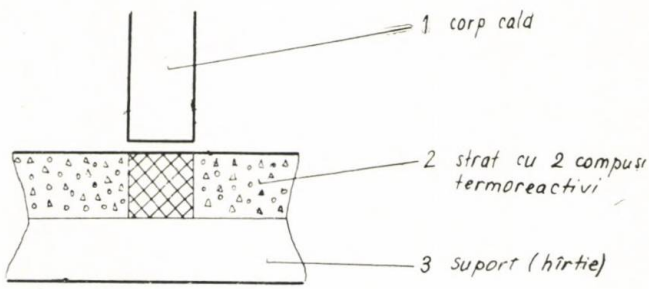


Fig. 1 *b*

mărirea vitezei de imprimare, practic eliminarea zgomotului, posibilităţi de redare atît a caracterelor alfanumerice cît şi a graficelor. Ca o caracteristică generală se remarcă

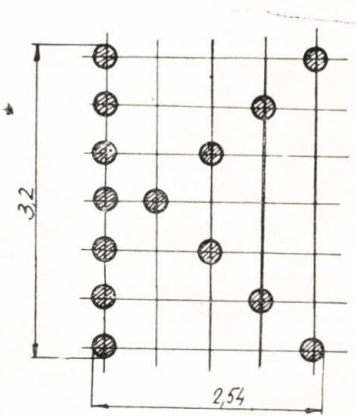


Fig. 2

imprimarea cu caractere discontinue, obţinute din puncte (matrice 5 x 7,7 x 9,12 x 12 etc.) sau 7 segmente (fig. 2, 3).

Imprimantele termice cu funcţionare paralel se compun, în principal, din : un cap termic, un rulou de antrenare a hîrtiei şi un motor pas cu pas pentru avans (fig. 4). În

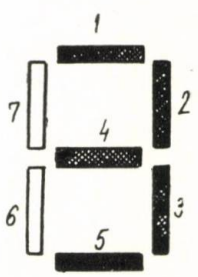


Fig. 3

acest caz capul termic este format dintr-un rînd de rezistenţe punctiforme, perfect aliniate, prin faţa cărora se deplasează pas cu pas hîrtia. Cinci rezistenţe formează linia de generare a unui caracter (fig. 5). Un caracter se obţine la 7 paşi ai hîrtiei. Rezistenţele sînt acţionate prin intermediul unor circuite de activare, transpunînd informaţia stocată într-o

memorie tampon pentru un întreg rînd de puncte. La comandă, generatorul de caractere umple memoria tampon, care apoi este golită prin tipărire linie cu linie.

Inițial rezistorii capului termic erau fabricați prin tehnologia straturilor groase, depuse pe un suport ceramic, dar, în ultimul

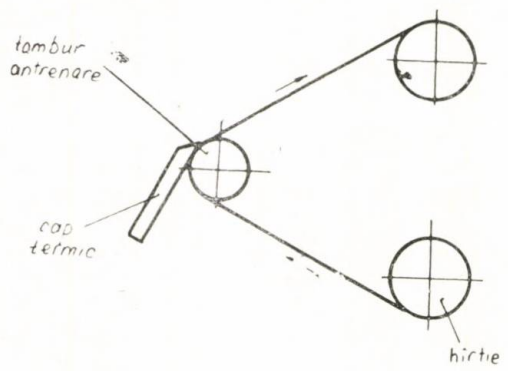


Fig. 4

timp, s-a trecut la straturi subțiri datorită atît producției de serie cît și perfecționării tehnologiilor de depunere. Substratul ceramic format din 99,5% oxid de aluminiu constituie

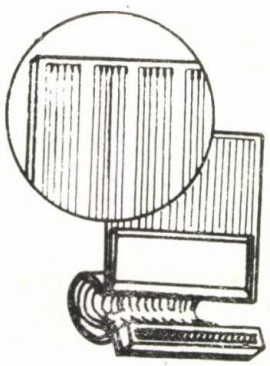


Fig. 5

suportul pe care se depun 4 straturi: un strat protector la uzură (un alt oxid de aluminiu), un strat conductor pentru interconectări, un film rezistiv dintr-un aliaj tantal-aluminiu ce formează punctele de tipărire și un lac ce acționează ca barieră termică între rezistorul ce se încălzește pînă la 350°C și suport.

Toate straturile se obțin prin tehnologii de depunere fotografice asemănătoare celor folosite la fabricarea integratelor. Lacul trebuie să fie suficient de gros pentru a permite punctului să înmagazineze căldură, dar și suficient de subțire pentru a permite răcirea între două imprimări succesive. Grosimea optimă este de aproximativ 60 μm. Deoarece se ajunge la o temperatură relativ mare, coeficienții de dilatare termică ai substraturilor trebuie să fie egali sau apropiați ca valori. Stratul de protecție trebuie să fie rezistent la agenți mecanici și chimici, deoarece pelicula de rezistor are în jur de 0,3 μm. Înălțimea la care se găsesc peliculele rezistive față de suport este foarte importantă, alegerea ei judicioasă asigurînd o imagine bună a punctelor cu mai puțină energie de activare și cu o forță de apăsare a capetelor mai mică.

În cazul în care imprimanta este de tip serie, capul poate fi format din numai 7 rezistențe dispuse pe o coloană verticală (fig. 6). Pentru a genera un caracter, capul este plimbat pe suprafața hîrtiei un număr de 5 pași. Un asemenea cap de imprimare are un gaba-

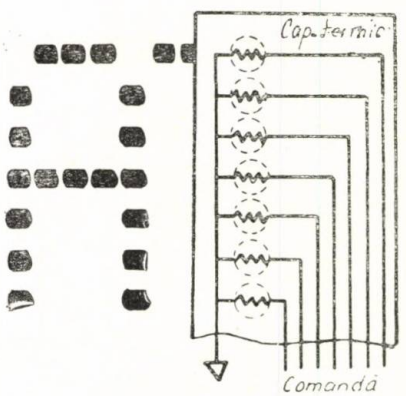


Fig. 6

rit foarte mic, de ordinul a $10 \times 12\ mm^2$, fiind alimentat printr-un cordon flexibil. Dacă se activează un singur punct și se deplasează convenabil hîrtia, se pot obține, pe lîngă caractere și grafice. Căruciorul suport al capului este antrenat de un motor pas cu pas, concomitent cu cablul de alimentare. Imprimarea se face numai la dus, dar dacă dotăm imprimanta cu o memorie tampon de un rînd de caractere, putem imprima și în sens in-

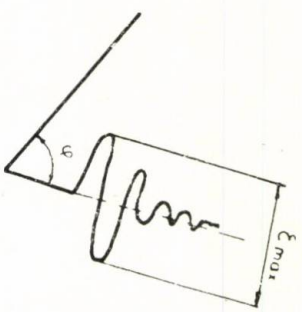


Fig. 7

vers, micșorînd astfel timpii morți (deși în cazul imprimării unisens căruciorul este accelerat la întoarcere). Avansul hîrtiei este

asigurat tot de un motor pas cu pas, cîte un rînd la primirea impulsului de capăt de linie. În scopul reducerii vibrațiilor, de obicei, se introduce un raport de transmitere ce asigură un pas de tipărire la 4 pulsații ale motorului, considerat ca raport optim. Ca mecanică, imprimantele serie sînt mai complicate, necesitînd mai multe piese în mișcare. Ultimele realizări sînt meritorii datorită abilității proiectanților de scule de injecție a materialelor plastice, ceea ce a redus mult operațiile de asamblare și a făcut posibile performanțe remarcabile.

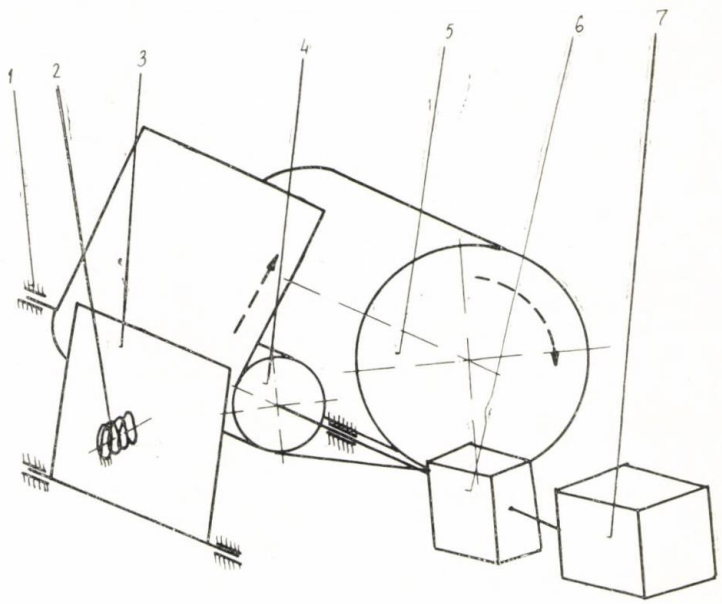


Fig. 8

În continuare ne vom referi la cîteva aspecte dinamice ale antrenării pas cu pas a hîrtiei într-o imprimantă termică de tip paralel.

Motorul pas cu pas împreună cu sarcina la care este cuplat, funcționînd cu $\omega \neq$ const. și cu $\omega = f(t)$, în pași, necesită un calcul dinamic. Funcționarea motorului pas cu pas poate genera vibrații în tamburul de antrenare a hîrtiei care, transmise prin șasiu, pot afecta întregul aparat.

După cum se observă în figura 8, motorul pas cu pas, prin intermediul reductorului (ambele incluse în poziția **7**), rotește tamburul **4**, antrenînd hîrtia din sulul **5.** Tamburul **4** este o țeavă de oțel acoperită cu un manșon din cauciuc cu duritatea 40 ... 45 Shore.

Regimul dinamic apare atît în cadrul fiecărui pas, cînd se produc oscilații în jurul poziției de echilibru la pornire și oprire cît și datorită funcționării în pași, ceea ce introduce în sistem o anumită pulsație:

$$\omega = 2\pi f$$

unde f reprezintă frecvența de rotație („pășire") a motorului. Manșonul de cauciuc de pe tamburul de antrenare lucrează ca un amortizor vîscos. O amortizare suplimentară o introduc și frecările. Din aceste considerații rezultă că putem asimila mișcarea aceasta cu o vibrație forțată cu amortizare vîscoasă.

Ecuația diferențială a sistemului cu un grad de libertate, cu amortizare vîscoasă (fig. 9), cu momentul de excitație $M = M_0 \sin \omega t$ aplicat asupra corpului de moment de inerție (masic) J, este:

$$J\ddot{\alpha} + c_r\dot{\alpha} + k_r\alpha = M_0 \sin \omega t$$

Intr-un sistem cu amortizare, termenii care reprezintă vibrația cu frecvența proprie se amortizează rapid și rămîne numai soluția staționară. Mișcarea ce rezultă are pulsația ω a momentului perturbator. Cînd coeficientul de amortizare c_r este pozitiv, faza între cuplu și mișcarea ce rezultă este diferită de zero. Răspunsul poate fi scris sub forma:

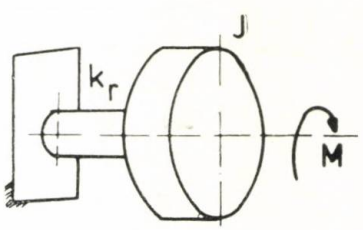


Fig. 9

$$\alpha = R \sin(\omega t - \theta) = A_1 \sin \omega t + B_1 \cos \omega t$$

Înlocuind această soluție în ecuația de mișcare, se obține :

$$\frac{\alpha}{M_0 \cdot k_r} = \frac{\sin(\omega t - \theta)}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(\frac{2\xi\omega}{\omega_n}\right)^2}} = R_d \sin(\omega t - \theta)$$

unde

$$\theta = \operatorname{arc\,tg}\left(\frac{2\xi\frac{\omega}{\omega_n}}{1-\frac{\omega^2}{\omega_n^2}}\right)$$

R_d = factorul de răspundere adimensional sau factorul de amplificare, definit prin raportul între deplasarea în mișcarea vibratorie și deformația arborelui sub efectul cuplului M aplicat static. Răspunsurile în viteză și accelerație se obțin imediat prin derivarea răspunsului în deplasarea (R_d):

$$\frac{\dot{\alpha}}{M_0 \sqrt{k_{r0} J}} = \frac{\omega}{\omega_n} R_d \cos(\omega t - \theta) = R_v \cos(\omega t - \theta)$$

$$\frac{\ddot{\alpha}}{M_0 / J} = -\frac{\omega^2}{\omega_n^2} R_d \sin(\omega t - \theta) = -R_a \sin(\omega t - \theta)$$

în care R_v și R_a sînt, respectiv factorul de răspuns în viteză și factorul de răspuns în accelerație.

Pulsația proprie a sistemului poate fi calculată cu relația :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_1 k_2 (J_1 + n^2 J_2)}{J_1 J_2 n^2 k_2 + k_1)}}$$

cu notațiile din figura 10 și cu turația axului al doilea egală cu de n ori turația primului

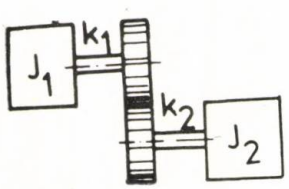


Fig. 10

arbore. Constantele elastice torsionale ale arborilor se calculează cu relația :

$$k_t = \frac{\pi \cdot G \cdot D^4}{32 \cdot l}$$

în care :

G = modulul de elasticitate transversal ;
D = diametrul arborelui ;
l = lungimea arborelui.

Se poate calcula și tipul de amortizare a oscilațiilor :

$$\alpha = 0 \Rightarrow \sin(\omega t - \theta) = 0 \Rightarrow \omega t - \theta = 0 \Rightarrow t = \frac{\theta}{\omega}$$

După cum am mai arătat, toate aceste considerații teoretice au fost verificate și folosite în practică. Iată cîteva din datele inițiale și rezultatele aplicației noastre, în tabelul 1.

Tabelul 1

Date inițiale			Rezultate			
M_0 (N. mm)	f (1/s)	t pas (s)	α_{max} ( )	$\dot{\alpha}_{max}$ (rad/s)	$\ddot{\alpha}_{max}$ (rad/s²)	t (s)
8	10	0,1	0,003	$3{,}635 \cdot 10^{-2}$	20,498	0,019

Prin urmare, antrenarea hîrtiei în acest caz este o mișcare cvasistaționară (oscilațiile introduse în sistem la executarea unui pas se amortizează pînă la următorul pas).

Posibilitățile foarte mari de miniaturizare au făcut ca imprimantele termice să echipeze calculatoarele de buzunar, iar nivelul scăzut al zgomotului le recomandă pentru laboratoare, școli, spitale, instituții de învățămînt superior sau biblioteci alături de minicalculatoare.

Ca perspective vom remarca diversificarea gamei de imprimante termice prin lărgirea domeniului de aplicație și ieftinirea hîrtiei prin producție de masă. Se tinde spre o îmbunătățire a caracteristicilor termice și electrice ale capetelor, spre îmbunătățirea hîrtiei și simplificarea la maxim a părții mecanice, alături de scăderea prețului de cost și imprimarea în regim grafic.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Harris, G.M., Crede, Ch. E.* : Șocuri și vibrații (traducere din limba engleză). Editura Tehnică, București, 1968, vol. I.

[2] * * * : Japan Telecomunications Revue, ian. 1974, iul. 1977.

[3] * * * : Hewlett-Packard Journal, dec. 1972, ian. 1975, nov. 1976.

[4] * * * : Documentație de la firmele : Hewlett Packard, Texas Instruments, Smiths Industries Ltd., Merona GmbH, Wetzer GmbH, Datel Inc., Telex Computer Ltd., Anderson Jacobson Inc.

CZ : 621.833:681

Uzura flancurilor, criteriu de distrugere a roților dințate din mecanica fină

Conf. dr. ing. Tudor **DUMITRU** — Institutul Politehnic București

Este cunoscut că la proiectarea roților dințate și a angrenajelor se impune în primul rînd stabilirea modulului danturii în raport de care se determină geometria angrenajului.

Stabilirea modulului pentru roțile dințate din mecanica generală rezultă cu relații cunoscute, mai mult sau mai puțin unitare, dar care urmăresc în principiu același lucru — evitarea distrugerii roților dințate.

Stabilirea modulului roților dințate din mecanica fină s-a făcut și continuă să se efectueze în general din condiții geometrice. Deoarece în mecanica fină gabaritul joacă un rol important, calculul modulului se realizează cu preponderență din condițiile realizării unui angrenaj cît mai compact, de gabarit minim.

Fără a se neglija ori renunța la această metodă, este necesar să se considere și criterii care iau în considerare distrugerea roților dințate.

Funcțional, roțile dințate din mecanică fină trebuie să satisfacă o serie de condiții ca :

— precizia transmiterii cinematice a semnalului ;
— pierderi minime prin frecare, transmiterea unui moment condus cît mai constant ;
— zgomot și vibrații mici în timpul funcționării ;
— capacitate portantă corespunzătoare.

Aceste condiții pot fi sau nu garantate, în raport cu diferiți factori printre care și uzura danturii.

Astfel, la angrenajele din mecanismele de rulare sau din industria de jucării, cărora nu li se impun condiții speciale de funcționare, uzura în timp poate limita numărul de ore de funcționare a unui angrenaj, prin mărirea necorespunzătoare a zgomotului, cauzat prin creșterea impulsurilor de angrenare, la angrenarea pe muchie [1], sau prin ruperea danturii.

La angrenajele din construcția mecanismelor de măsură și reglaj, uzura poate duce la o asemenea modificare a flancurilor dinților, încît sînt depășite cîmpurile de toleranță a parametrilor ce influențează precizia de transmitere a semnalului.

La angrenajele de putere, uzura poate limita numărul de ore de funcționare, datorită zgomotului inadmisibil în funcționare a acestora și capacității portante micșorate.

La angrenajele din construcția mecanismelor de ceasornic, uzura danturii poate influența valoarea momentului transmis, cît și menținerea acestuia între anumite valori limită.

La toate aceste tipuri de angrenare, uzura este importantă datorită funcționării roților dințate în regim de ungere uscată sau puțin lubrificate.

Complexitatea fenomenelor și numărul mare de factori ce contribuie la uzura flancurilor dinților nu a permis exprimarea prin relații teoretice a acestor fenomene. Din acest motiv, pe plan mondial, sînt realizate o serie de încercări experimentale, laborioase și care reproduc cît mai fidel condițiile funcționale existente în practică, în scopul stabilirii unor criterii de utilizare și distrugere a roților dințate din mecanica fină, în raport de uzura flancurilor dinților.

Concluziile acestor încercări, realizate de autor sau prezentate în alte lucrări, sînt considerate în cele ce urmează, pentru roțile dințate cu profil în evolventă.

Comportarea la uzură a roților dințate din material plastic (poliamidă — PA, polioxime-

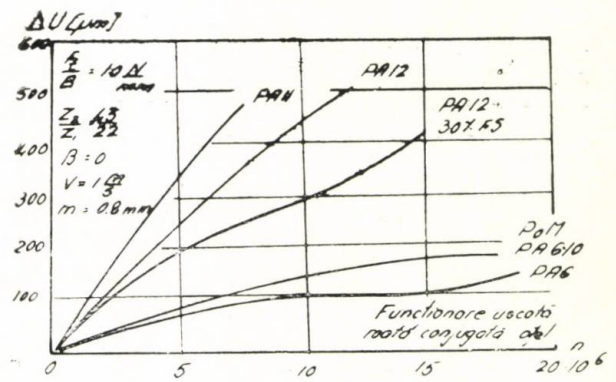


Fig. 1 Uzura danturii roților din poliamidă.

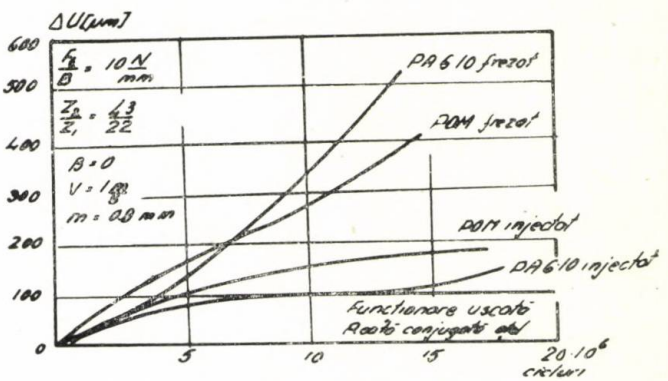


Fig. 2 Uzura roților din material plastic în raport de tehnologia de execuție.

tylen — POM, sau poliamidă cu fibră de sticlă PA +FS), angrenînd cu roți executate din oțel, în raport de condițiile de ungere, tehnologia de execuție a roților dințate și viteza periferică de funcționare este prezentată în lucrarea [2], figurile 1—5. Concluziile ce se desprind din cadrul acestor încercări efectuate pe standuri în circuit închis, și la care uzura dinților s-a măsurat cu ajutorul unui aparat de măsurat evolventa, sînt următoarele :

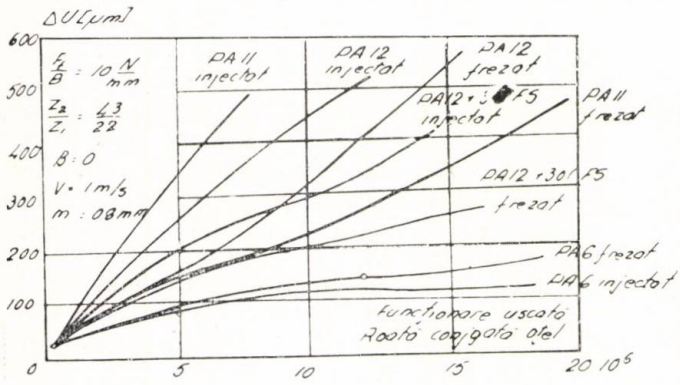


Fig. 3 Uzura roților din material plastic în raport de tehnologia de execuție.

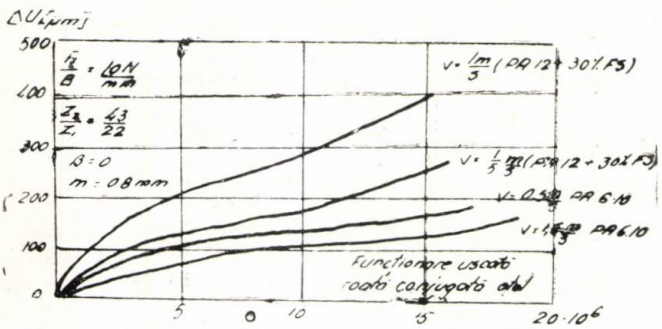


Fig. 4 Uzura roților din material plastic în raport de viteza periferică a roților.

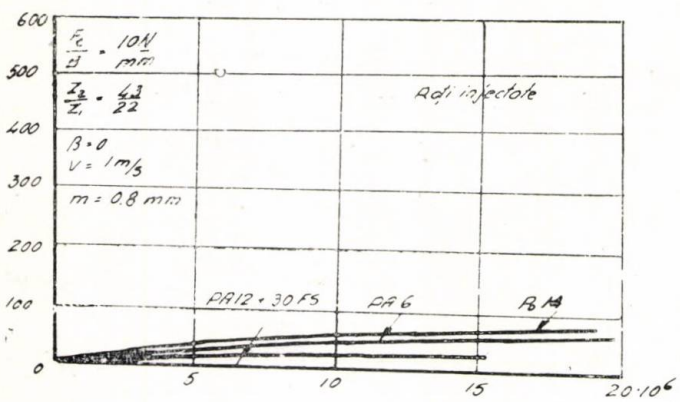


Fig. 5 Uzura roților dințate din material plastic executate prin injectare.

1. Influența importantă a calității materialului, a tehnologiei de execuție, (prin frezare sau prin injectare), a vitezei periferice de funcționare cît și a modului de lubrifiație, asupra uzurii danturii.

2. Diagramele permit numai unele concluzii referitoare la capacitatea portantă a danturii și admit o uzură relativ uniformă ΔU în tot lungul flancului ca în figura 6.

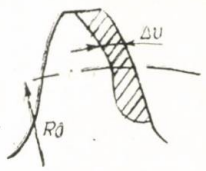


Fig. 6 Uzura flancului dintelui la roțile din material plastic.

3. La roțile din materiale plastice uzura dintelui ΔU în lungul flancului este numai aproximativ constantă, avînd în realitate o valoare minimă în jurul polului.

4. Din încercările efectuate de autor, se constată că uzura se modifică la angrenarea a două roți metalice — figura 7. Încercările

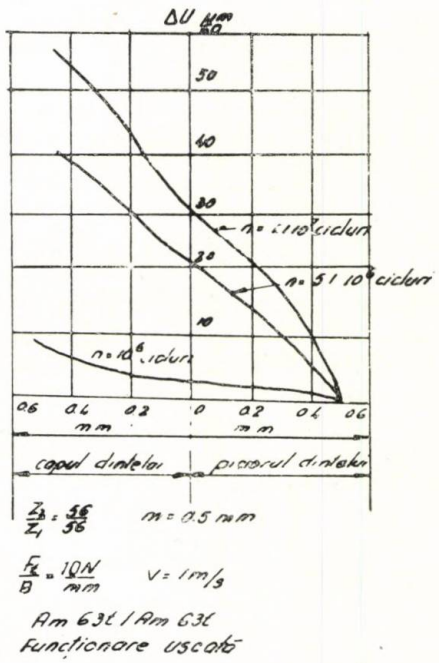


Fig. 7 Uzura roților dințate metalice din mecanică fină.

s-au efectuat pe standuri de încercare în circuit deschis, uzura danturii fiind măsurată optic la proiector.

5. Uzura se modifică în lungul flancului la roțile metalice, iar la roțile dințate neunse există pericolul apariției uzurii catastrofale (pilitura metalică obținută prin uzură poate fi

antrenată în angrenare constituind un factor activ la distrugerea danturii). Acest mod de funcționare explică existența unor dinți foarte uzați la angrenajele din mecanica fină, cît și ruperea acestora după un anumit număr de ore de funcționare, prin micșorarea capacității portante a danturii.

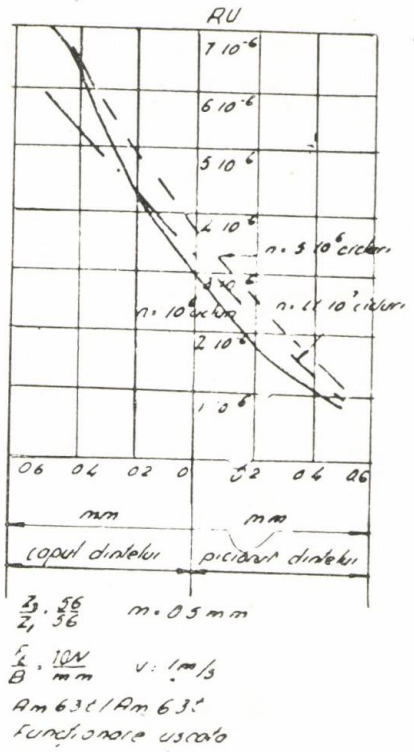


Fig. 8 Rata uzurii roților dințate din mecanica fină.

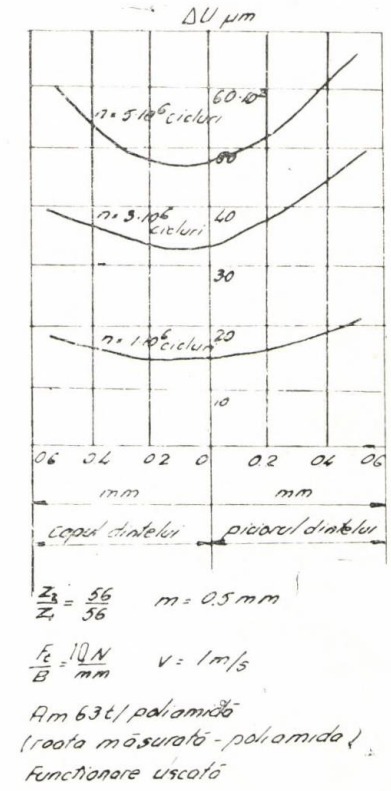


Fig. 9 Uzura roților dințate din poliamidă, în mecanică fină.

6. La roțile din material plastic, figura 9, se constată că uzura rămîne aproximativ constantă în lungul flancului, avînd o valoare minimă în pol.

Din încercările efectuate rezultă, așa cum era de așteptat, o uzură mai mică a roților dințate metalice, însă mult mai neuniformă, avînd un caracter mult mai pronunțat la vîrful danturii (condițiile angrenării pe muchie sînt mai pregnante în acest caz). Forța tangențială transmisă influențează mărimea și forma uzurii. Prin creșterea forței tangențiale, există pericolul apariției uzurii catastrofale. Pentru evidențierea acestei uzuri, care duce practic la distrugerea roții se recomandă calculul ratei uzurii *RU*.

$$RU = \frac{\Delta U}{n},$$

unde n reprezintă numărul ciclurilor de funcționare.

La o uzură normală pentru un anumit punct de pe flancul dintelui, rata uzurii trebuie să

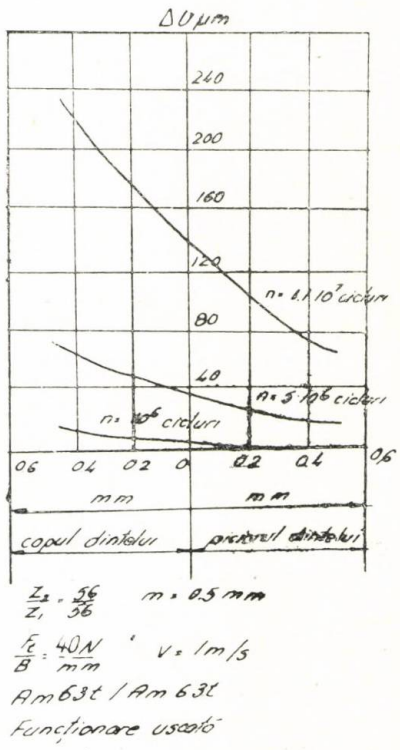


Fig. 10 Uzura catastrofală a roților dințate din mecanică fină.

rămînă aproximativ constantă în tot timpul funcționării. Acest lucru se constată că se obține, cu suficientă aproximație, în diagrama

din figura 10, cînd *RU* după $n=1{,}1\cdot10^7$ cicluri este chiar mai mică decît valoarea *RU* existentă după $n=5\cdot10^6$ cicluri.

Așa cum rezultă din figura 11, apare o creștere sensibilă a ratei uzurii pentru $n=1{,}1\cdot10^7$ cicluri, pentru toate funcțiile de pe flancul dintelui. Este o indicație certă a apariției uzurii catastrofale, datorate în primul rînd piliturii metalice rezultate din uzura

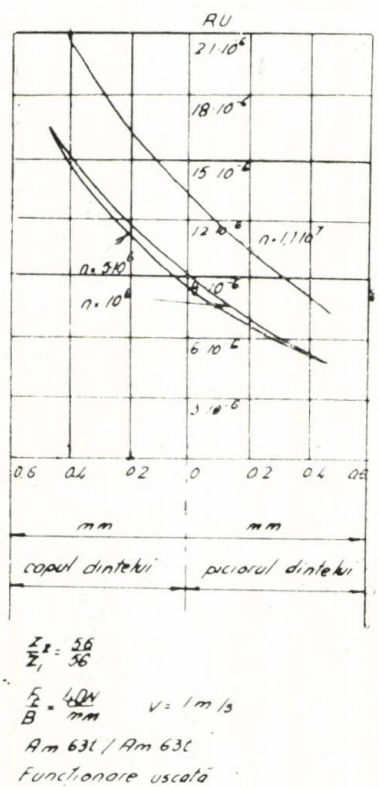


Fig. 11 Rata uzurii catastrofale la roțile dințate din mecanica fină.

flancurilor și antrenării acesteia în angrenare. Această uzură duce la distrugerea danturii, prin ruperea dinților sau înrăutățirea puternică a condițiilor funcționale ale angrenajului.

Așa cum s-a arătat, uzura poate înrăutăți în timp o serie de factori, ca precizia de funcționare, mărirea zgomotului și a vibrațiilor în timpul funcționării etc. Din acest motiv, pentru aprecierea influenței uzurii asupra zgomotului și vibrațiilor din angrenaje s-au determinat experimental impulsurile de angrenare în raport de uzura flancurilor dinților.

Comparativ cu flancurile neuzate ale angrenajului, figura 12 a, impulsurile de angrenare sînt mult mai importante la angrenajele uzate, care prezintă uzură catastrofală (figura 12 c). În aceste condiții, vibrațiile și zgomotul din angrenaj sînt mult mai puternice. Im-

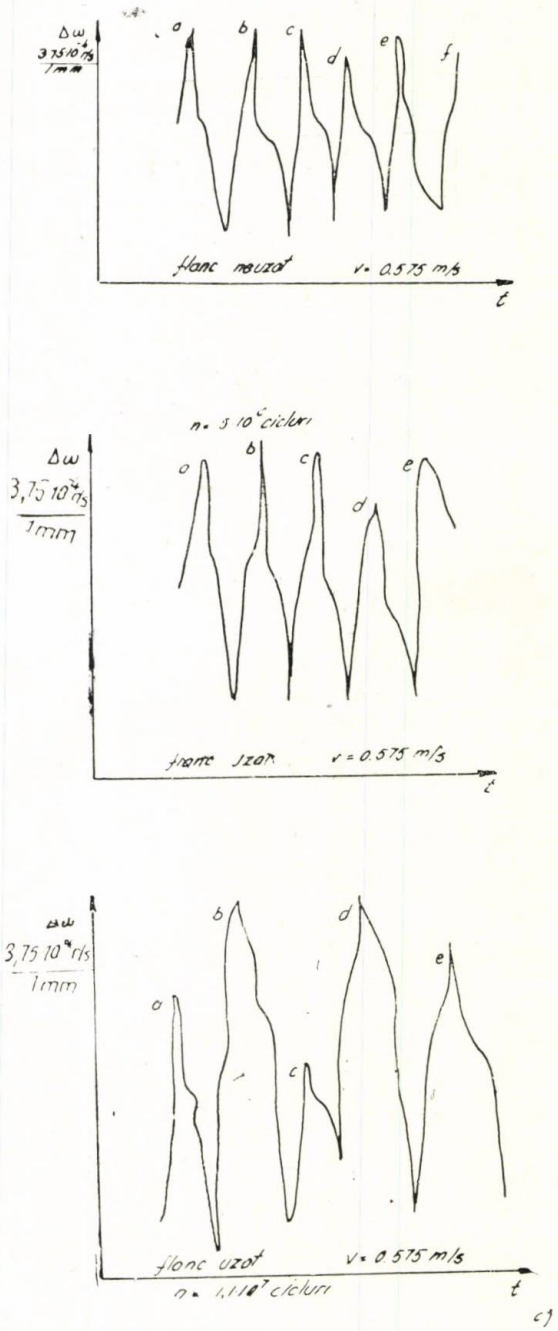


Fig. 12 Impulsurile de angrenare la roțile dințate uzate și neuzate din mecanica fină.

pulsul de angrenare $\Delta\omega$, s-a determinat pe un aparat de angrenare pe un flanc:

$$\Delta\omega = \omega_e - \omega_i$$

unde ω_e, ω_i reprezintă vitezele unghiulare de ieșire și intrare în angrenare a unei perechi de dinți.

Lucrarea prezentată permite o alegere mai adecvată a angrenajului optim din mecanica fină, ținînd cont de uzura flancurilor dinților. Există astfel criterii practice de alegere a materialului, tehnologiei de execuție a jocurilor din lagăre, sistemului de ungere, a vitezei periferice de funcționare pentru roțile dințate, în raport de uzura danturii.

Prin măsurarea valorii efective a uzurii se poate determina modul în care se modifică capacitatea portantă a danturii și se pot stabili condițiile de rupere a dinților în raport de uzura acestora. Este necesară, în continuare, corelarea acestor valori cantitative de uzură cu alte criterii de funcționare, determinîndu-se experimental modul cum uzura influențează precizia de transmitere a semnalului, zgomotul și vibrațiile, randamentului angrenajelor. Studiul se recomandă și pentru alte tipuri de profile decît cel în evolventă.

[1] *Tudor, D.:* Contribuții la studiul cinematic, uzura și încercarea roților dințate cu profil în evolventă și modul $m<1$ mm. Teză de doctorat. I.P.B., 1972.

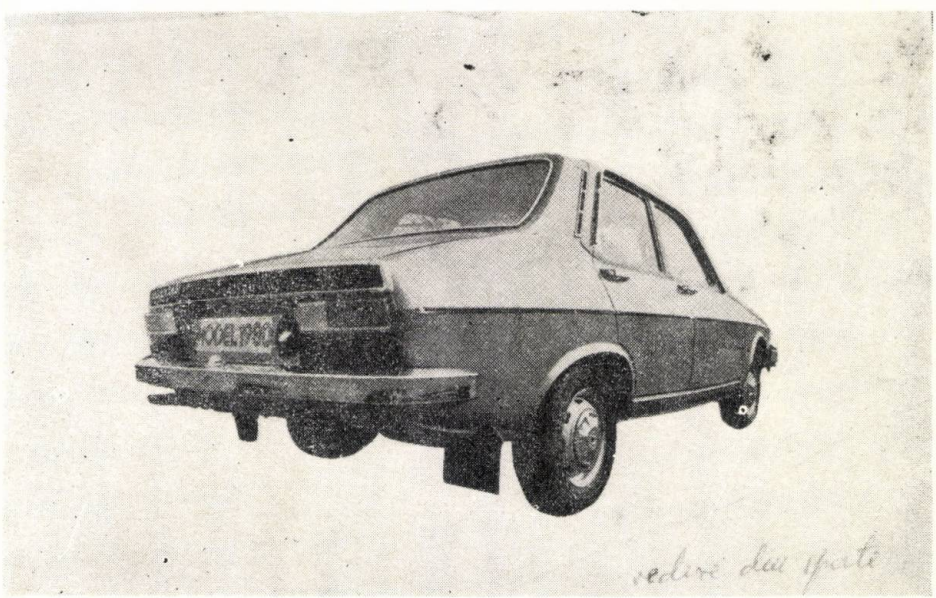
[2] *Scholz, G.:* Verschleissverhalten von spanend und durch spirtzgiessen hergestellten Kunststoffzahnrädern in Konstruktion, Fertigung und Anwendung fein — Werktechnicher. „Kunststoffteile" VDI — Verlag GmbH, 1976.

[3] *Ring, H.:* Verschlei suntersuchungen an feinmechanischen Z hnrädern. In „Feingerätetechnik", Nr. 3, 1967.

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI LA TIBCO 1980

DACIA — 1310
UN NOU AUTOTURISM DE ORAȘ

În cadrul Tîrgului Internațional de Primăvară de la București din acest an Întreprinderea de autoturisme din Pitești a prezentat un nou model de „Dacia" care va fi fabricată atît în varianta berlină standard, lux și lux-super cît și în varianta break standard și lux. Aceste noi modele de autoturisme pe lîngă faptul că vor păstra tradiționalele calități



ale „Daciei" — 1300 vor prezenta noi atribute de eleganță, confort și, mai ales, economicitate. Motorul deși păstrează aceeași cilindri de 1289 cm^2 are raportul de comprimare mai ridicat (de la 8,5 la 9) datorită utilizării montării unui economizor de aer al sistemului de alimentare (soluție concepută și brevetată de specialiștii Centrului de Cercetare și Inginerie Tehnologică al Întreprinderii de Autoturisme din Pitești) care elimină consumul exagerat de combustibl și diluează pelicula de ulei de pe oglinda cilindrului ; datorită utilizării unui motoventilator electric în sistemul de răcire (care înlocuiește vechiul ventilator care era acționat prin curea de către arborele cotit al motorului), precum și datorită montării unui filtru cu priză de aer cald care face posibilă aspirarea, în motor, a aerului cald din zona colectorului de evacuare atunci cînd în mediul ambiant temperaturile sînt mai mici de +10°C, temperatură sub care apare, de obicei, fenomenul de givraj al carburatorului cu consecințe nefaste atît asupra economicității, cît și asupra elasticității funcționării motorului

Toate aceste îmbunătățiri au condus la sporirea puterii motorului de la 54 CP (DIN) cît are „Dacia" — la 56 CP (DIN) diminuîndu-se în același timp și consumul de carburanți în medie cu 10%—12%. De asemenea, „Dacia" — 1310 îndeplinește cu și mai mari resurse toate rigorile testului european de poluare CEE—15.

Modificările aduse motorului ca și micșorarea coeficientului aerodinamic a autoturismului prin adoptarea spolierului la partea inferioară frontală a caroseriei permit autoturismului „Dacia" — 1310 model 1980 să-și diminueze consumul de combustibil pe suta de kilometri la 5,3 litri la viteza de 60 km/oră, la 8,7 litri în regim urban de funcționare și la 6,3 litri în regimul de croazieră de 80 km/oră. Deci un consum de combustibil comparativ cu cel al „Daciei" 1300, cu 2 litri mai mic!

CARACTERISTICI TEHNICE: cilindreea 1289 cm³; raportul de compresie 9 ; 1 ; puterea 56 CP (DIN) la 5300 rot/min ; cuplul 9,4 kgfm la 3000 rot/min ; ampatamentul 2441 mm ; ecartament față-spate 1312 mm ; lățimea totală 1636 mm ; greutatea maximă remorcabilă 800 daN ; viteza maximă 140 km/oră.

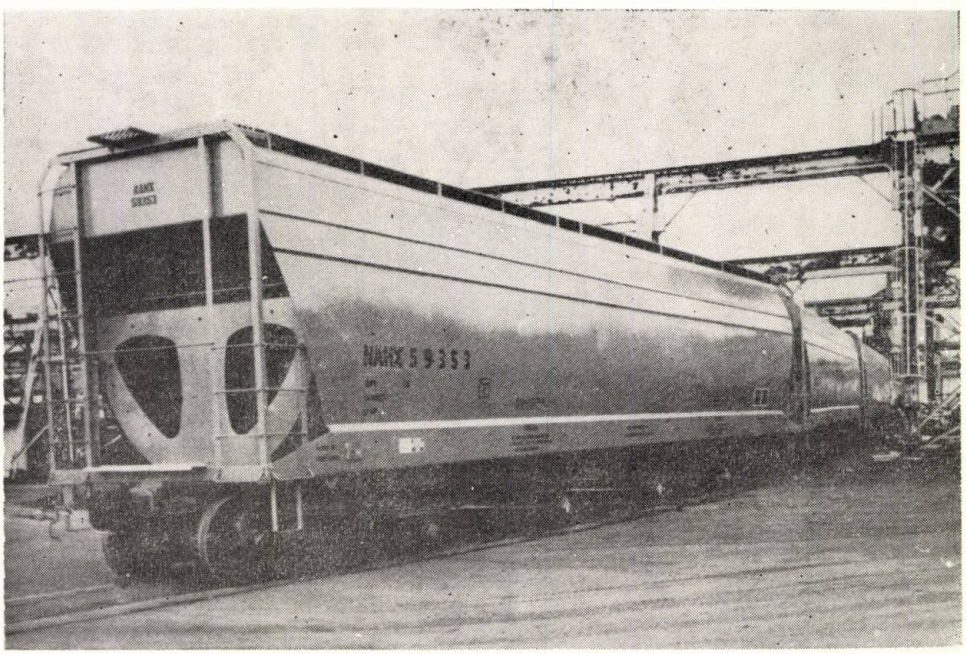
VAGON PENTRU TRANSPORTUL ÎN VRAC AL PRODUSELOR GRANULATE DIN PLASTIC

Printre cele mai moderne realizări ale constructorilor de vagoane din țara noastră se înscrie și acest tip de vagoane Hopper - Plastic Pallets executat de întreprinderea de specialitate din Arad la solicitarea firmei nord-americane NACCo. Vagonul a început să fie realizat în cursul anului trecut după documentația pusă la dispoziție de partener cu o serie de îmbunătățiri aduse de specialiștii Centrului de Cercetări Științifice și Inginerie Tehnologică — CCSITVA — din Arad. Cu ajutorul lui, Căile Ferate Americane — cărora le-au fost livrate în cursul anului trecut 500 de unități — transportă mărfuri în vrac, respectiv produse granulate din plastic. Complet metalic, acest vagon dispune de zece guri de încărcare, rotunde cu diametrul de 514 mm fiecare, practicate în acoperiș, și de patru guri de descărcare, la bază, cu o deschidere de 1600 mm x 695 mm fiecare. Construcția vagonului îndeplinește toate cerințele AAR fiind executată din platbenzi, table și profile cu grosimea de 6 mm și chiar mai reduse, cu un conținut de Cu de 0,25%—0,40%, de calitatea OL 37—3K STAS 500/2—78 și OL 52—3 K STAS 500/2—78.

Longeronul central al acestui tip de vagon de construcție specială este realizat din două profile CSC 13 x 41,2 sudat conform normelor AAR Plate 526 ultima ediție. Fiecare longeron al tracțiunii, dispus la capătul longeronului central, este executat din două profile CZ 13 x 41,2 extinzîndu-se de la rozetă pînă la 279 mm dincolo de axa crapodinei. Longeroanele laterale, de tip îndoit, două pe vagoane, sînt dintr-un profil din tablă de 6 mm. Crapodina este din OL turnat cu diametrul de 349 mm, tratată conform recomandărilor AAR.

Acoperișul vagonului este realizat în construcție sudată, din tablă de 4 mm, consolidat cu arce din tablă de 10 mm.

CARACTERISTICI TEHNICE: ecartamentul 1435 mm ; lungimea interioară 18455 mm ; lungimea peste traversale frontale 18466 mm ; lungimea peste rozete 13075 mm ; lungimea peste pasarelele de capăt superioare 19279 mm ; ampatamentul vagonului 15545 mm; lățimea peste stîlpii laterali 3251 mm ; lățimea peste

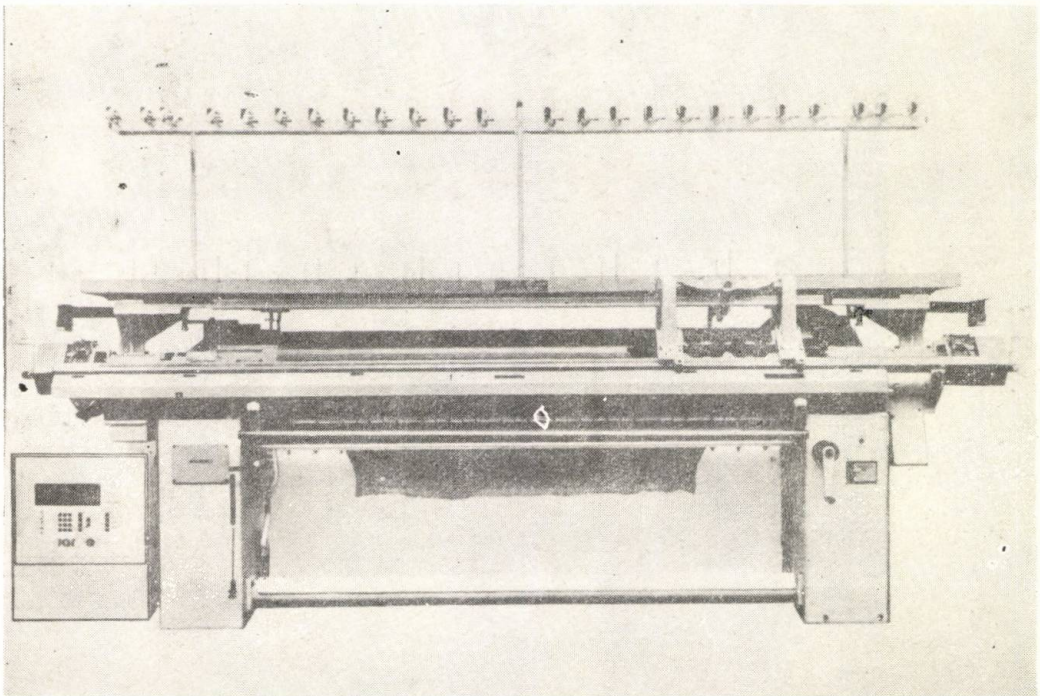


longeronul lateral 3169 mm ; lățimea traversei frontale 2940 mm ; lățimea peste rama laterală superioară 2985 mm ; înălțimea de la șină la pasarelă 4648 mm ; înălțimea de la șină la rama laterală superioară 4347 mm ; înălțimea de la șină la axa cuplei 876 mm ; înălțimea de la șină la gurile de descărcare 591 mm ; numărul gurilor de încărcare 10 ; numărul gurilor de descărcare 4 ; capacitatea 5750 cu.ft. — 5800 cu.ft. ; greutatea 23 500 kg.

MAȘINĂ AUTOMATĂ DE TRICOTAT RECTILINIE

Intreprinderea „Metalotehnica", din cadrul Centralei de Mașini Textile, a introdus, recent în fabricația de serie această modernă mașină destinată executării panourilor de tricot în toate contexturile de bază și complexe cu desene în culori în relief și combinate. Utilajul asigură transferul pe ace goale, în ambele sensuri de deplasare a saniei, concomitent, din față în spate și din spate în față, din ace (neselectate) sau din împingătoare selectate prin mecanism jacard tip JAR 201 independent în cele două sisteme. Fonturile sînt echipate cu ace de transfer cu călcîi înalt și scurt și împingătoare. Selectarea individuală a acelor se realizează prin împingătoare dispuse pe două nivele. Programarea mașinii se face prin plantarea corespunzătoare de dopuri plastice în cartele metalice de comandă. Dulapul de comandă cuprinde sistemele electrice și electronice de comandă, precum și economizorul cu afișaj numeric. Sincronizarea diferitelor comenzi este realizată pe cale electronică.

Dispozitivele de securitate cu care este echipată mașina opresc utilajul instantaneu în cazul ruperii firului la apariția de noduri, la aglomerări de ochiuri, la ruperea acelor, căderea tricotului, la suprasarcină, precum și la o selectare insuficientă a materialului.



CARACTERISTICI TEHNICE: lățimea utilă 183 mm; finețea mașinii 5 E; 8 E; 10 E; numărul de sisteme 2; viteza de lucru 6—10 deplasări/min și 12—20 deplasări/min; puterea motorului electric 0,45 kW/0,80 kW; dimensiunile de gabarit 3950 x 1160 x 2000 mm; greutatea mașinii cu dulapul de comandă 1490 kg.

CENTRU DE PRELUCRARE VERTICAL CPV — 1

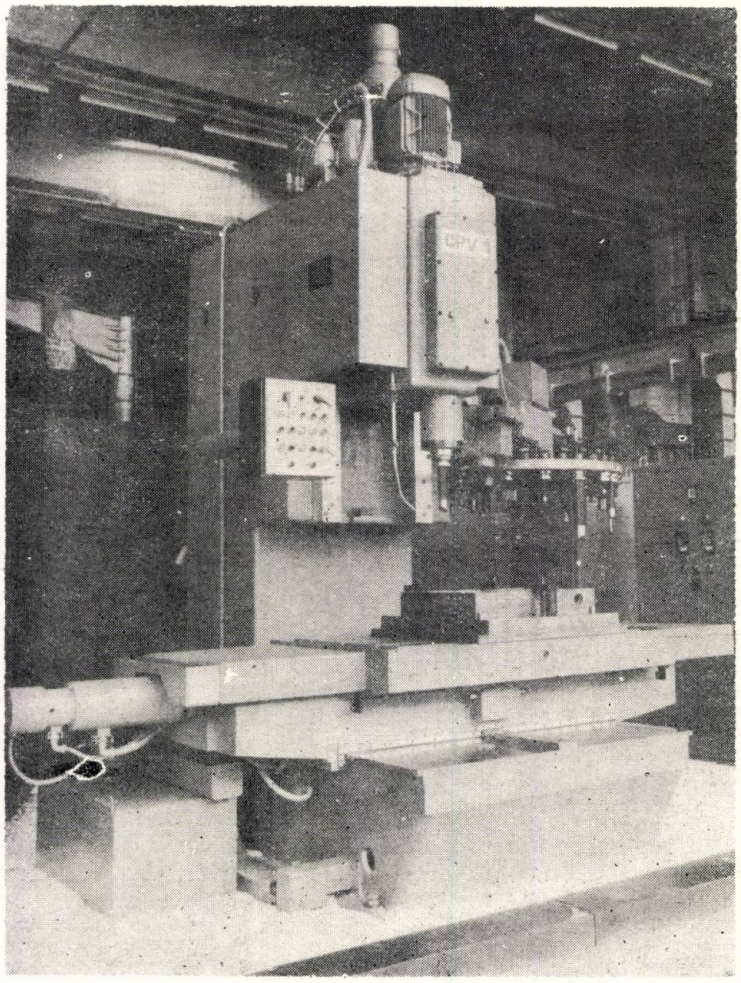
Mașina-unealtă de foarte mare complexitate, acest centru de prelucrare vertical fabricat de întreprinderea „Înfrățirea" din Oradea servește la prelucrarea pieselor de tip carcasă prin operația de găurire, alezare frezare, filetare etc. din fabricația de serie mică, în laturi de cinci-zece bucăți, în regim cu comandă program numerică de conturare în plan. Mașina este echipată, în acest scop, cu un magazin de scule de forma unui tambur cu ax vertical, prevăzut cu 30 de locașuri în vederea fixării sculelor care se face cu un sistem automat de strîngere. Schimbarea acestor scule se face și ea tot automat prin intermediul unei mîini mecanice duble ale cărei mișcări se realizează cu cilindri hidraulic.

Batiul, sania, masa ca și montantul sînt turnate și puternic nervurate în vederea obținerii unei rigidități sporite a întregului ansamblu.

Pentru deplasarea elementelor mobile constructorul utilizează șuruburi cu bile și tanchete cu role. Deplasările sînt acționate cu motoare de curent continuu acționarea principală fiind realizată de un motor electric asincron cu o putere de 9 kW.

Echipamentul de comandă numerică cu care este dotat acest centru de prelucrare vertical, simbolizat CPV—1, este de tip „General Electric" 550 MRD care permite poziționarea și conturarea pe trei axe.

CARACTERISTICI TEHNICE: suprafața mesei 1450 x 930 mm; cursa transversală pe axa X: 1250 mm; cursa longitudinală pe axa Y: 800 mm; cursa verticală pe axa Z: 500 mm; avansul de lucru pe cele trei axe sînt cuprinse între 5 și 2000 mm/min; iar avansul rapid pe aceste axe este de 6000 mm/min; alezajul arborelui principal ISO 50; dimensiunile centrului 3400 x 3300 x 3500 mm; greutatea circa 11 000 kg; alimentarea echipamentului electric de la rețeaua de 380 V la frecvența de 50 Hz.



CARGOU MULTIFUNCȚIONAL PENTRU TRANSPORTUL DE MĂRFURI GENERALE

Construit de Șantierul Naval din Galați în conformitate cu regulile și sub supravegherea Registrului Naval Roman, corespunzător regulilor, regulamentelor și convențiilor internaționale în vigoare această navă de linie cu un deadweigt de circa 15 000 tone servește la transportul de mărfuri în vrac, de utilaje și echipamente, de cherestea și conteinere, atît în cele patru magazii, cît și pe capacele gurilor de magazii. Cargoul este prevăzut cu două punți, teugă prelungită, suprastructură și compartiment mașinii situate la pupa. Carena lui este prevăzută cu bulb prova.

Propulsia acestei nave este asigurată de două motoare principale semirapide, nereversibile, de tip 6 L 52/55 A, fabricate la Reșița în licența MAN. Puterea fiecăruia dintre aceste motoare care funcționează cu combustibil greu de 1500 sec Rtd/1, este de 6000 CP (MCR) la 430 rot/min. Motoarele sînt cuplate la o linie de arbori cu elice cu pas reglabil, prin intermediul unui reductor construit de societatea mixtă româno-vest-germană REȘIȚA-RENR. El asigură o turație la elice de 135 rot/min și o turație de 1500 rot/min la priza secundară de putere destinată generatorului auxiliar pentru mars.

Instalația caldarinelor constă din trei caldarine: una cu combustibil lichid cu debitul de 2000 kg abur/oră și celelalte două cu gaze de evacuație cu debitul de 900 kg abur/oră fiecare. Presiunea aburului este de 7 bar.

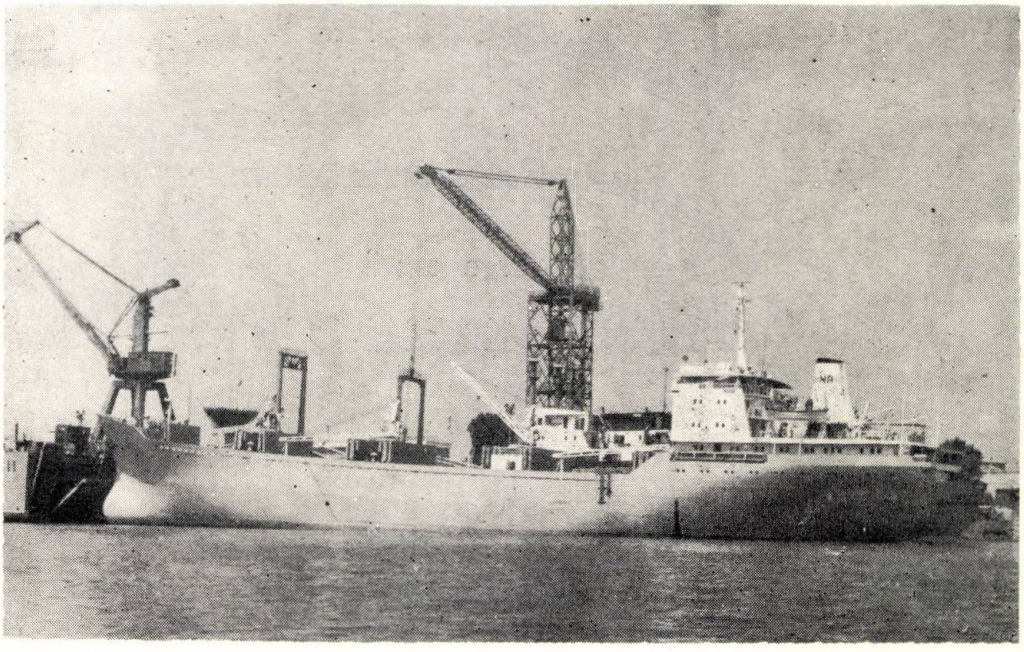
Energia electrică necesară acestui cargou este furnizată de un generator electric de 800 KVA, 1500 rot/min cuplat la reductor, de trei diesel-generatoare de 500 KVA fiecare la 500 rot/min și de un diesel-generator de avarie de 140 KVA la 1500

rot/min. Mai sînt prevăzute, de asemenea, rețele și surse de joasă tensiune la 220 V curent alternativ, respectiv curent continuu/curent alternativ.

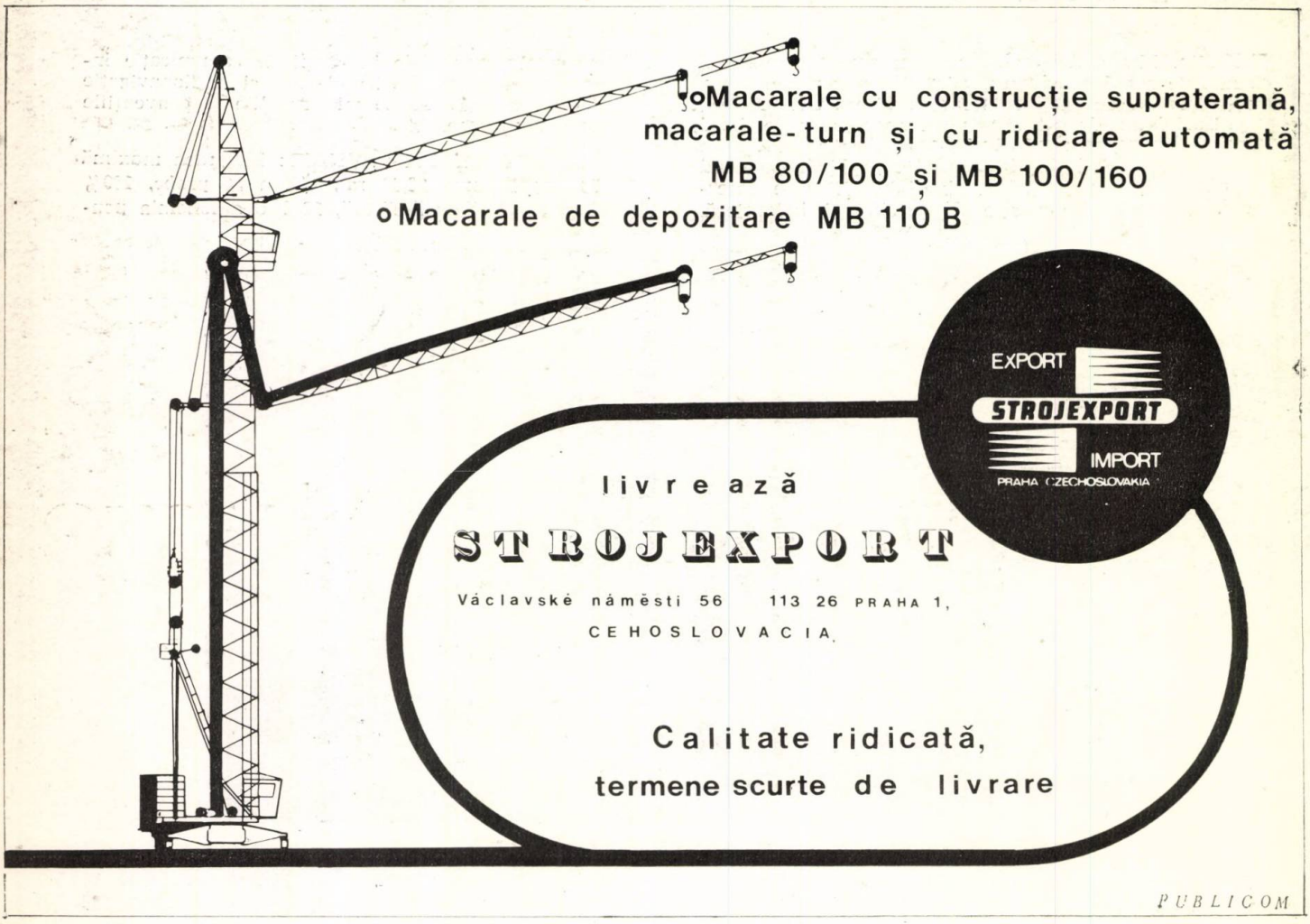
Instalația de încărcare a mărfurilor la bord constă din patru porturi cu bigi mecanizate de 22,5 tone sarcină de ridicare, fiecare bigă asigurînd o bătaie de 5 m în afara bordului. Ea este deservită de vinciuri electrice de sarcină și balansieră.

Cargoul dispune de instalații de comunicație interioară, radiocomunicații, electro și radionavigație în deplină conformitate cu regulile și convențiile aflate în vigoare.

CARACTERISTICI TEHNICE: lungimea maximă 158,70 m; lățimea 22,80 m; viteza la probe, 100% MCR și la plină încărcătură, 18 Nd, autonomia pentru viteza de serviciu de 17 Nd este de 12 000 mile marine; capacitatea magaziilor pentru mărfurile în orar 20 300 m³; număr de containere în magazii 280 TEU și pe capace 116 TEU; echipajul 31 + 3 persoane.



Zona de navigație a acestui cargou multifuncțional de 15 000 tdw este nelimitată, incluzînd și amenajările impuse de regulile de navigație pe canalele Suez, Kiel, Panama, precum și pe Marile Lacuri și pe Canalul Sf. Laurențiu.



REPUBLICA DEMOCRATĂ GERMANĂ
LA TÎRGUL INTERNAȚIONAL DE PRIMĂVARĂ, BUCUREȘTI 7—15 mai 1980

Ca în fiecare an, R.D.G. a participat la ediția din primăvara acestui an cu o expoziție colectivă interesantă reprezentativă, oferită de opt întreprinderi de comerț exterior.

În cadrul pavilionului Z—5 a fost prezentată, pe suprafața tradițională, un cuprinzător program de exponate. Conform caracterului acestui tîrg, accentul a căzut pe producția industriei chimice din R.D.G., pe aparate și alte echipamente pentru acest domeniu ; în plus profilul expoziției R.D.G. a fost determinat de bunuri de larg consum de un înalt nivel calitativ.

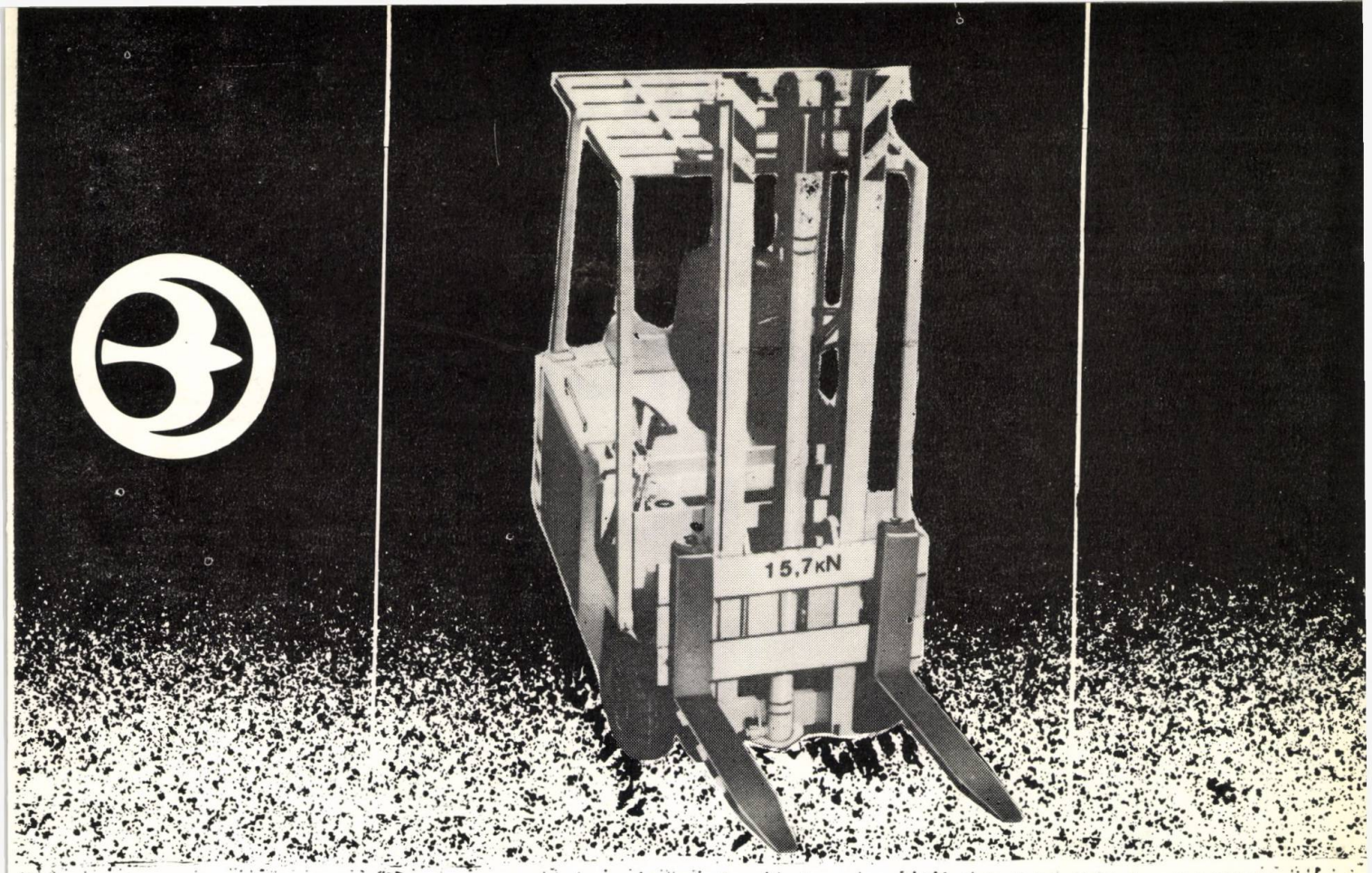
● Produse ale chimiei din R.D.G. au fost prezentate de întreprinderea de comerț exterior CHEMIE-EXPORT-IMPORT. Un deosebit accent s-a pus asupra poliuretanelor — destinate celor mai diverse domenii de utilizare — siliconului, stabilizatorilor, precum și a unui vast program de ierbicide și insecticide.

● Întreprinderea de comerț exterior INTERMED-EXPORT-IMPORT prezintă produse din tehnica medicală și farmaceutică și materiale de consum pentru domeniul medical.

● La standul expozițional al întreprinderii de comerț exterior GLAS KERAMIK sînt prezentate produse de sticlă de un înalt nivel calitativ cu utilizări tehnice în cele mai diverse domenii : vase din sticlă și instrumente pentru laboratoare, conducte din sticlă, produse din sticlă silicioasă, termometre tehnico-științifice și produse din porțelan dur.

● Combinatul VEB Elektrogerätewerk Suhl este unul din producătorii cei mai imortanți de aparate electrocasnice din R.D.G. La standul întreprinderii HEIM-ELECTRIC Export-Import au fost prezentate, în mod selectiv, o parte din produsele acestui combinat, printre care : aparate pentru ușurarea diferitelor operații în bucătărie, aparate de călcat cu termostate, aspiratoare etc. ; au fost de asemenea prezentate exponate din industria fotografică a R.D.G. : aparate de fotografiat, obiective speciale, precum și accesorii fotografice pentru fotografierea de aproape, reproduceri, dia-copiere etc.

DOBRE O. AURELIA



Productivitate ridicată nu numai în depozite închise, ci și sub cerul liber...

o asemenea posibilitate oferă

Electrocarele

balkancar

elevatoare cu mare înălțime de ridicare, cu 3 roți

Mașinile de acest tip funcționează cu ușurință, în interior sau sub cerul liber, dovedindu-se de neînlocuit oriunde reducerea spațiului mort constituie un imperativ. Dispozitive pneumatice asigură trecerea comodă în spațiile străbătute de șine.

- capacitatea de încărcare: 630; 1 000; 1 250 și 1 600 kg.
- înălțimea de ridicare: 2 500; 2 800; 3 300 și 4 500 kg.

Se prezintă în mai multe forme constructive, în variante cu înălțime de ridicare redusă și capacitate mare de ridicare liberă în spații de depozitare reduse — containere, vagoane, autocamioane, nave etc. Capacitate de manipulare ridicată, rază de viraj pînă la 1 450 mm. Motoare independente echipează roțile din față ce asigură tracțiunea. Viteze mari de deplasare — ridicare.

Circuit de comandă cu contactori și rezistențe, acționat de curent de joasă tensiune, eventual baterii de tracțiune cu pol pozitiv tubular. Ușurință în control și întreținere. Echipamente diferențiate amovibile pentru manipularea încărcăturii.

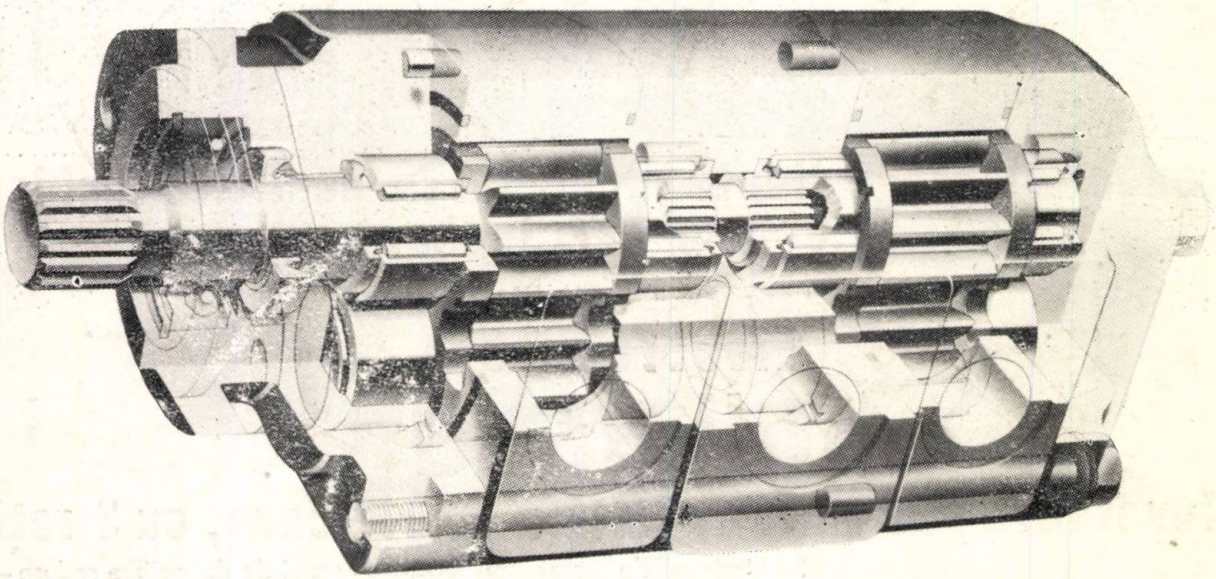
EXPORTATOR

balkancarimpex

1156 SOFIA, ul. Željo Vojvoda 48

Telefon: 655-01 Telex: 023431/2

Peste tot unde sînt mașini care excavează, împing, încarcă, se rotesc, apucă, smulg...



veți găsi Commercial

Buldozere, excavatoare, gredere, compactoare, macarale, motostivuitoare, macarale portal, autobasculante, trolii, încărcătoare frontale, tractoare, combine.

Peste tot unde este necesară o hidraulică de înaltă performanță, pentru a mări eficiența și economia, veți descoperi pompe, motoare, distribuitoare divizoare de debit și accesorii „COMMERCIAL HIDRAULICS" lucrînd din greu.

Și în spatele acestui întreg program de fabricație se află o organizație service cu centre în 21 de țări legate de 11 uzine din lumea întreagă.

Deci oricare ar fi dorințele dvs. și oriunde v-ați afla „COMMERCIAL" vă poate ajuta să rezolvați problemele.

Pentru o soluție la o problemă imediată sau pentru o mai bună informare, este suficient să apelați la adresa:

COMMERCIAL HYDRAULICS S.A.

Route D'Ettelbruck — Diekirch-Luxembourg —

Telex 0048-2313 — Telefon 80261

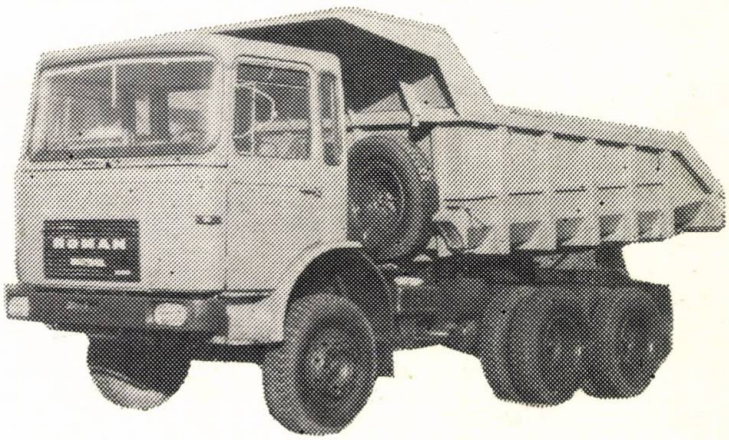
Pentru informații suplimentare că puteți adresa la: ICE INDUSTRIALEXPORT

13, Bd. Dacia, București — Telefon 110730, 119 — Protocol

Produsele noastre sînt deja introduse în țara dvs. prin intermediul Întreprinderii de Comerț Exterior UNIVERSAL TRACTOR

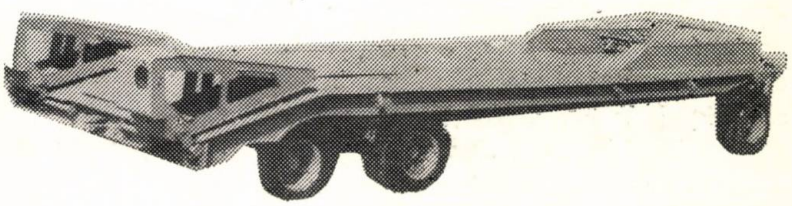
UMM ÎNTREPRINDEREA MECANICA MÎRŞA

oferă produsele:

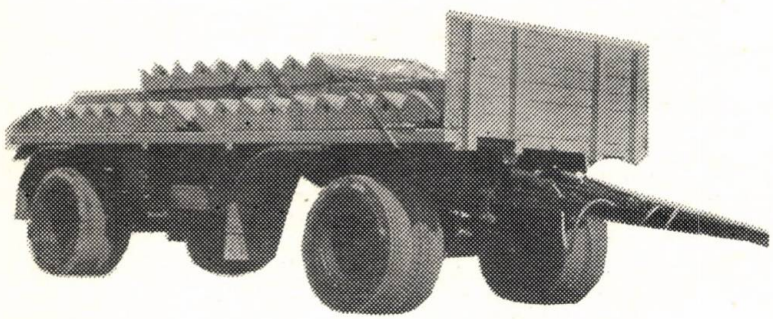


AUTOBASCULANTE
pentru uz general echipate cu motoare Diesel, sarcină utilă 8 — 16 t .

AUTOBASCULANTE GRELE
de 25; 50 şi 100 t pentru transporturi de pământ, minereuri şi diferite roci în carieră şi mine de suprafaţă.



REMORCI AUTO JOASE
sarcină utilă 20, 40 şi 60 t pentru transportul diferitelor tipuri de utilaje.

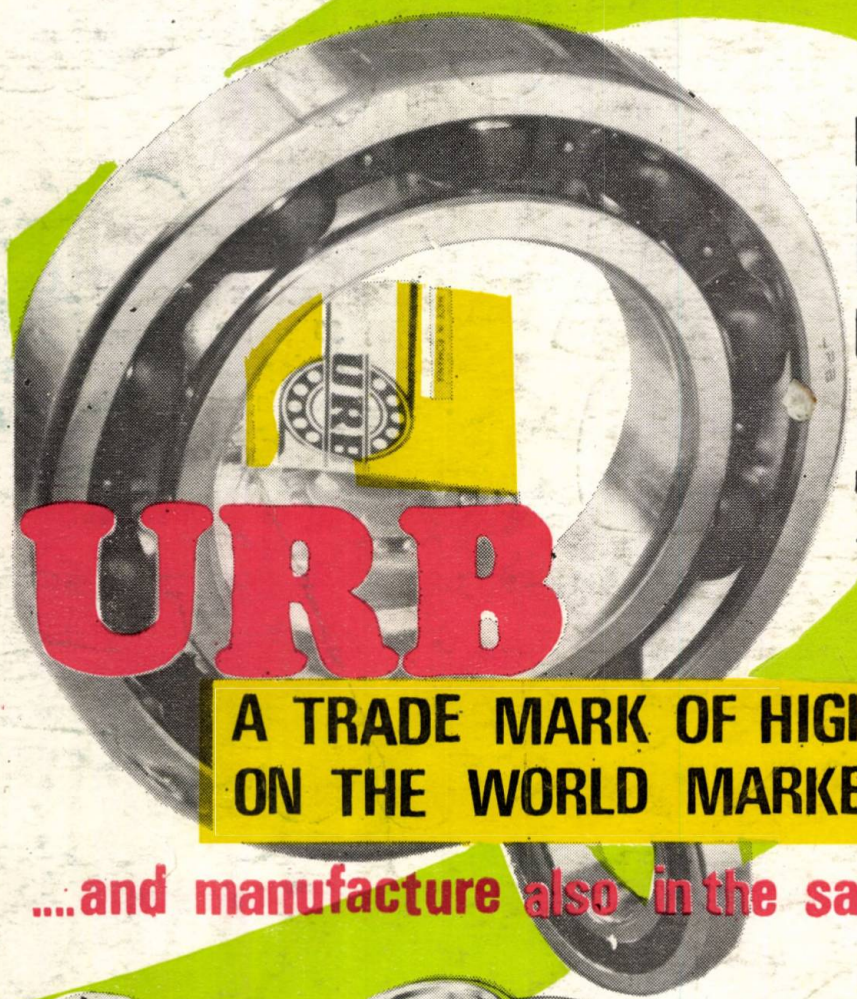


REMORCI AUTO
sarcină utilă 8 — 12 t pentru transportul diferitelor materiale ambalate sau în vrac.

DESFACEREA PRODUSELOR LA EXPORT SE FACE PRIN I.C.E. „AUTOEXPORTIMPOT" BRAŞOV

URB bearings are manufactured in uppermost technical conditions in factories equipped with up-to-date world-level machinery for all industrial branches:

- Deep Groove Ball Bearings
- Single Row Angular Contact Ball Bearings
- Double Row Self-Aligning Ball Bearings
- Needle Roller Bearings
- Drawn Cup Needle Roller Bearings
- Needle Roller Cages
- Cylindrical Roller Cages
- Cardanic transmission Bearings
- Tapered Roller Bearings



URB

RULMENTUL BRASOV ENTERPRISE

ROMANIA

96, 13 DECEMBER STREET

Phone 10641

Telex 012245

A TRADE MARK OF HIGH REPUTATION ON THE WORLD MARKET

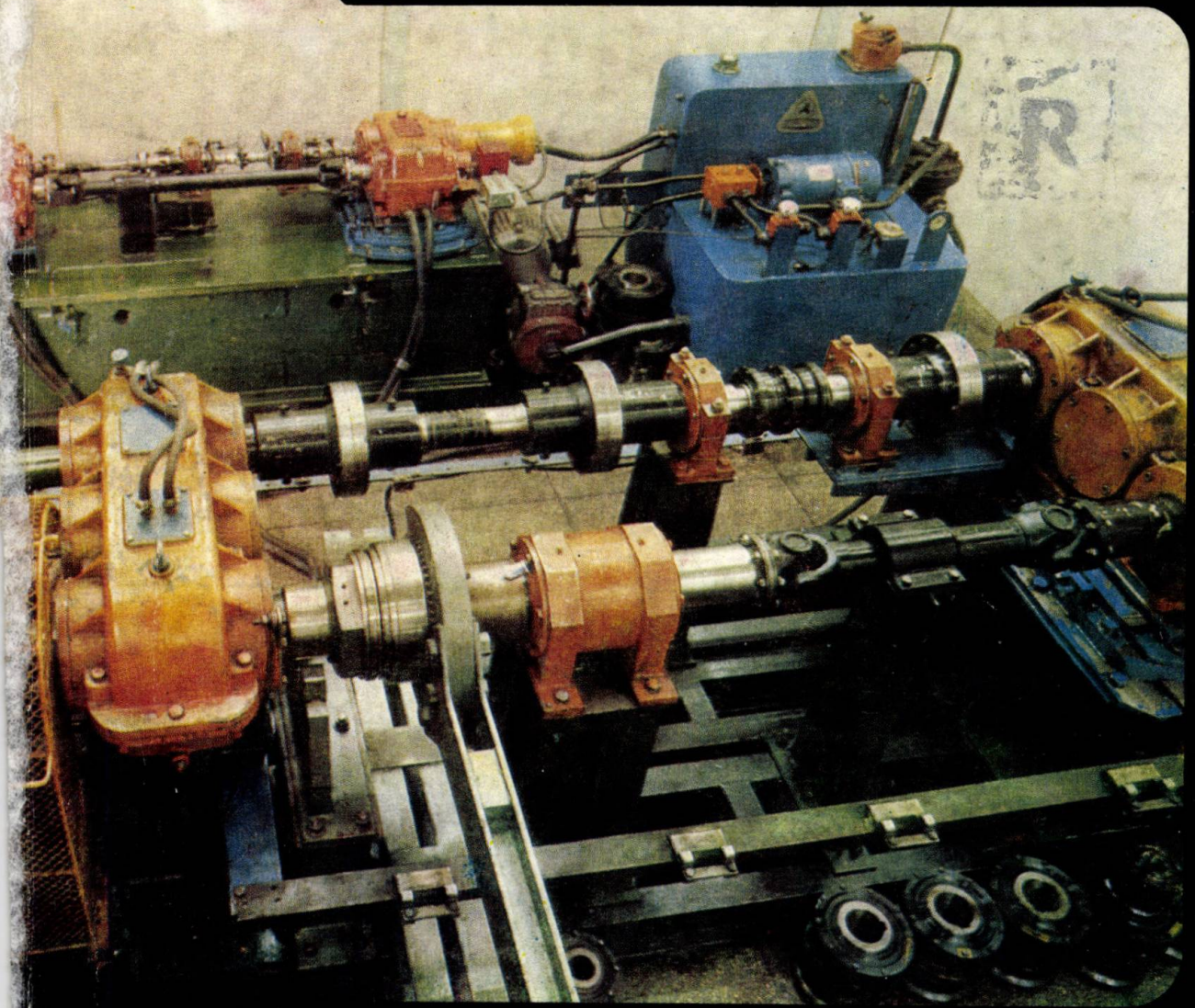
....and manufacture also in the same conditions:

- Main Bearings
- Big-end Bearings
- Thrust Washers
- Camshaft Bushings
- Bushings
- Thrust Bearings

E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

66
12 II

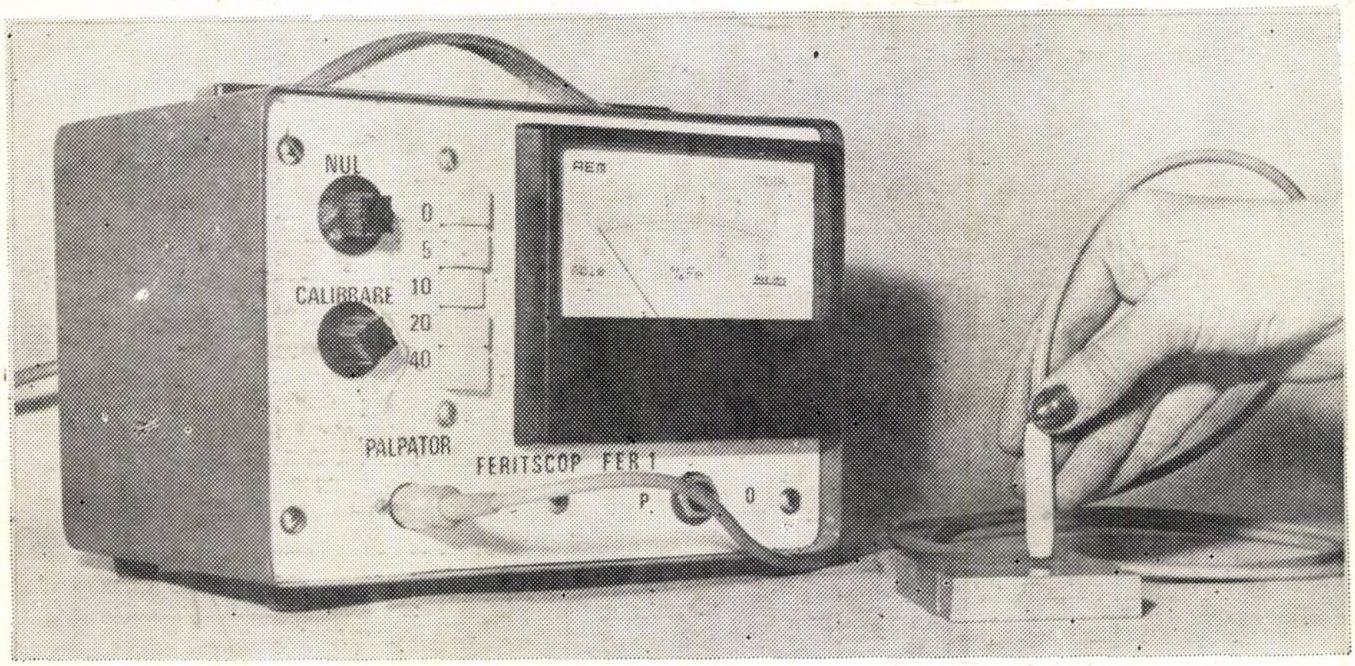


BUCUREȘTI ■ ANUL XXXII ■ IULIE - AUGUST ■ 1980

7-8

FER-1 măsoară conținutul de ferită direct pe piesă, rapid și precis în oțeluri austenitice, suduri și placări.

APARATUL PORTABIL FERITSCOP FER 1 VA SPUNE ADEVARUL DESPRE FERITA DIN PRODUSELE DUMNEAVOASTRA



— domenii de măsură: 5, 10, 20, 40 % ferită delta

— clasa de precizie: 5

— masa: 4 kg

— alimentare la rețea de 220 V c.a.

ISIM Timișoara vă livrează aparate FERITSCOP FER-1 pe bază de comandă în termen de cca. 6 luni.

FER 1

FER 1

FER 1

ISIM, Bd. Mihai Viteazul nr. 30, 1900 Timișoara, tel. 1.86.35

„Voi face totul și în viitor pentru a răspunde încrederii partidului, a poporului, pornind de la faptul că, fiind comunist, fiind revoluționar, pentru mine nimic nu este mai presus decît interesele poporului, cauza libertății sale, a progresului său, a realizării socialismului și comunismului, a asigurării unui nivel în viață, material și spiritual tot mai înalt, a dezvoltării continue a patriei, a întăririi independenței și suveranității României socialiste".

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXII, 7—8, iulie-august 1980

CUPRINS

SUDAREA ȘI ÎNCERCAREA MATERIALELOR

1. Incercarea materialelor

CIOCLOV, D. : **Aspecte probabilistice în mecanica ruperii materialelor.** 365

IEREMICIU, T. : **Aplicarea metodelor statistice la analiza comportării la fluaj a oțelului utilizat pentru conductele de abur ale centrelor termoelectrice.** 369

CIOCLOV, D., PASCU, R., FARBAȘ, N. : **Sensibilitatea la fisurarea prin detensionare a oțelului slab aliat Cr-Mo-V.** 374

2. Tehnologii de sudare

PATON, B. E., MEDOVAR, B.I., ANDREEV, V., KOZIC, V.V. : **Sudarea în baie de zgură a oțelurilor cu conținut neîimitat de carbon.** 381

MORARIU, S., DEHELEAN, D., SUBU, T., CIOARĂ, P., PASCU MIHAELA : **Tehnologii moderne de sudare și recondiționare a pieselor.** 385

SALA, F., LECCA, G., RĂDUȘ, A. : **Asupra oportunității aplicării tratamentului termic de detensionare la îmbinări sudate de tip țeavă — placă tubulară.** 392

JONI, N. : **Considerații privind alegerea parametrilor în cazul sudării cu electrod nefuzibil în mediu protector inert utilizind curentul pulsat.** 396

SELMEREANU, H., FARBAȘ, N., PASCU, R. : **Aspecte privind tehnologia de sudare a oțelurilor martensitice inoxidabile cu 12 ... 14% crom, utilizate în industria chimică și energetică.** 399

SUBU, T., PRELIPCEANU, E., PANAITESCU, R. : **Tehnologie de încărcare sub flux a suprafețelor de etanșare a sertarelor-pană de la armături industriale.** 404

ARJOCA, I. : **Aplicații ale sudării prin frecare în construcția de mașini.** 409

3. Echipamente de sudare și control

TENCHEA, P., FLUERAȘ, D. : **Analiza complianței mașinilor de sudat în puncte, în relief sau în linie.** 413

ARGHIRIADE, I., SOFLETE, L. : **Aparat magnetic pentru determinarea conținutului de ferită din oțelurile austenitice.** 418

FLUERAȘ, D., IEREMICIU, T. : **Fiabilitatea previzională a utilajelor pentru sudare.** 422

4. Recenzie

TENCHEA, P. : BOARNĂ, CLARA, DEHELEAN, DORIN, ARJOCA, IOAN : **Procedee neconvenționale de sudare, Ed. Facla, Timișoara, 1980, 263 pag., 146 fig., 41 tab., 168 ref. bibl., 14 lei.** 425

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : ing. Petru Țenchea

SUMARE

CZ : 539.42.014

Cioclov, D.: **Aspecte probabilistice în mecanica ruperii materialelor.**

Sînt prezentate conceptele de bază ale analizei de fiabilitate aplicată în contextul metodelor mecanicii ruperii materialelor. Pentru elemente de rezistență solicitate singular se dezvoltă relațiile de calcul a probabilității de cedare (rupere) din analiza conjugată a repartiției factorului de intensitate al tensiunii K și a tenacității materialului K_{ic}. Se dă o explicitare a probabilității de cedare în raport cu repartiția dimensională a defectelor.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 7—8, 4 fig., 8 ref.

CZ : 621.311.22

Ieremiciu, T.: **Aplicarea metodelor statistice la analiza comportării la fluaj a oțelului utilizat pentru conductele de abur ale centralelor termoelectrice.**

Se prezintă metodologia de determinare a duratei cu care poate fi prelungită menținerea în exploatare a conductelor de abur, pentru o probabilitate de rupere impusă, pe baza prelucrării statistice a rezultatelor obținute în urma încercării de rupere prin fluaj a epruvetelor prelevate din peretele acestor conducte, utilizîndu-se metoda parametrică de extrapolare Larson-Miller. O fundamentare a acestei metodologii, exemplificată în lucrare pentru șase conducte, ar putea conduce la reconsiderarea normativelor în vigoare, cu consecințe economice favorabile.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 7—8, 6 tab., 15 ref.

CZ : 669.15'25—194

Cioclov, D., Pascu, R., Farbaș, N.: **Sensibilitatea la fisurare prin detensionare la oțelul slab aliat Cr-Mo-V.**

Sensibilitatea la fisurare prin detensionare a oțelului slab aliat Cr-Mo-V este evaluată prin analize microstructurale și fractografice și prin încercări de tracțiune la cald efectuate la temperaturile caracteristice tratamentului termic de detensionare. Încercările epruvetelor sînt specifice simulării ciclurilor termice, cicluri ce caracterizează zona influențată termic (ZIT) a sudurilor. S-a evidențiat că tratamentul termic de detensionare la temperaturi relativ ridicate (680°C), dar la durate foarte scurte de timp, se poate aplica fără influențarea caracteristicilor structurale și mecanice ce sînt legate de fenomenul de fisurare la detensionare. S-a încercat o corelare între energia de rupere de la încercarea la încovoiere prin șoc și parametrul Larson-Miller, cuprinzînd efectul combinat al temperaturii și duratei tratamentului termic.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 7—8, 22 fig., 3 tab., 6 ref.

CZ : 621.791.793:669.16

Paton, B.E., Medovar, B.I., Andreev, V., Kozic, V. V.: **Sudarea în baie de zgură a oțelurilor cu conținut nelimitat de carbon.**

Se prezintă unele probleme ale sudării în baie de zgură, cu materiale de adaos granulare, a oțelurilor aliate cu conținut ridicat de carbon. Se sudează semifabricate de mare tonaj de la cilindrii de laminor și alte piese, pentru care se dau rezultatele cercetărilor și caracteristicile îmbinărilor sudate.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 7—8, 11 fig., 3 tab., 3 ref.

CZ : 621.791:338.062.214:621—52

Morariu, St., Dehelean, D., Subu, T., Cioară, P., Pascu, Mihaela: **Tehnologii moderne de sudare și recondiționare a pieselor.**

În lucrare sînt prezentate tehnologii de sudare mecanizată și recondiționare a pieselor prin procedee de largă utilizare și neconvenționale. Urmărindu-se aplicații concrete la unele produse din fabricația curentă, se analizează materialele care se au în vedere la elaborarea tehnologiilor. îmbinările care trebuie să fie executate, se recomandă regimurile de sudare, de asemenea, se indică echipamentele folosite în vederea aplicării acestora în producție. Avîndu-se în vedere avantajele mecanizării și automatizării operațiilor de sudare, în partea finală a lucrării se fac aprecieri privind eficiența economică a tehnologiilor recomandate.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 7—8, 9 fig., 12 tab., 8 ref.

CZ : 621.78:621.039:620.172/178.1

Sala, F., Lecca, Gh., Răduș, A.: **Asupra oportunității aplicării tratamentului termic de detensionare la îmbinări sudate de tip țeavă — placă tubulară.**

Se studiază oportunitatea efectuării unui tratament termic de detensionare a îmbinărilor sudate de tip țeavă — placă tubulară pentru cazul unui oțel de tip 1Cr — 0,5 Mo. Sudurile au fost efectuate prin procedeul WIG. Programul experimental a cuprins încercări de tracțiune și de duritate.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 7—8, 7 fig., 2 tab., 6 ref.

CZ : 621.791.7

Joni, N.: **Considerații privind alegerea parametrilor în cazul sudării cu electrod nefuzibil în mediu protector inert utilizînd curentul pulsat.**

Lucrarea se referă la principiile pe care se bazează alegerea regimurilor tehnologice pentru aplicarea procedeelor de sudare cu electrod nefuzibil în mediu de gaz inert protector (WIG, plasmă) atunci cînd în locul curentului constant se utilizează curent pulsat. Se stabilesc corelații între parametri și se prezintă un algoritm pentru determinarea valorilor optime ale diverșilor parametri tehnologici.

Construcția de mașini, 32 1980), nr. 7—8, 4 fig., 1 tab., 6 ref.

CZ : 621.791:669.18

Selmereanu, H., Farbaș, N., Pascu, R.: **Aspecte privind tehnologia de sudare a oțelurilor martensitice inoxidabile cu 12...14% Cr utilizate în industria chimică și energetică.**

În lucrare se prezintă rezultatele cercetărilor pentru stabilirea tehnologiei de sudare a unui oțel martensitic inoxidabil cu 12,87% Cr și 0,11% C. Se determină experimental temperatura de preîncălzire, diferențiat pentru cele două materiale de adaos, parametrii de sudare și tratamentul termic postsudare. Ca material de adaos se recomandă electrozii de fabricație românească tip EICr12 pentru îmbinări omogene și tip Cr25Ni20B pentru îmbinări eterogene. Tratamentul termic postsudare, stabilit prin metoda simulării ciclurilor termice, utilizînd simulatorul LS 1402, se rezumă la efectuarea unei reveniri înalte de 750°C/120 min/aer, care omogenizează în suficientă măsură îmbinarea executată cu electrodul EICr12. Sudura efectuată cu electrodul austenitic Cr 25 Ni 20 B nu se supune tratamentului întrucît acesta ar fragiliza metalul depus. Se indică domeniul de aplicații al fiecărui tip de îmbinare.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 7—8, 14 fig., 4 tab., 4 ref.

CONTENTS

DC : 539.42.014

Cioclov, D.: **Probabilistic aspects in fracture mechanics.**

The paper consists in an essay on the basic reliability concepts as applied in context with the fracture mechanics methods. For the structurale elements under singular loadings, the failure probabilities are developed from the conjoint analysis of the stress intensity factor K and the fracture toughness K_{ic} distributions. An explicite statement of the failure probability is given in terms of the defects size distribution.

Construcţia de maşini, no. 7—8, 4 fig., 8 ref.

DC : 621.311.22

Ieremiciu, T.: **Application of statistic methods to the analysis of the creep behaviour of steels for thermoelectric power station steam pipes.**

The work exposes the determination methodology of the extension period of steam pipes serviceability for an imposed fracture probability on the basis of statistical treatment of the results obtained after the creep fracture test of specimens which were sampled out of this pipe wall, by means of the Larson-Miller extrapolation parametrical method. A fundamentation of this methodology exemplified in this work for six pipes could lead to the reconsideration of the present standard specifications with favourable economic implications.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 6 tab., 15 ref.

DC : 669.15'25—194

Cioclov, D., Pascu, R., Farbaş, N.: **on the post-weld stressrelief cracking assessment on Cr-Mo-V Low alloy steel.**

The stress relief cracking susceptibility of a low alloyed Cr-Mo-V steel is assessed by the microstructural and fractographycal analysis and by isothermal alow strain-rate tensile tests at temperatures typical for post-weld stress relieving. The tested specimens were previously subjecte to simulating thermal cycles which are characteristic for the heat affected zone of a welded point. It was evinced that a stress relief heat treatment at relatively high temperature (680°C) but on a much shorter duration can be applied without affecting those structural and material characteristics which are connected to stress relief cracking phenomenon. It was tried a correlation of impact bending fracture thoughness with a Larson — Miller type parameter embodying the combined effect of temperature and heat treatment duration.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 22 fig., 3 tab., 6 ref.

DC : 621.791.793:669.16

Paton, B.E., Medovar, B.I., Andreev, V., Kozic, V.V.: **Electroslag welding of unlimited carbon content steels.**

Some problems of electroslag welding, using granular filler materials, of high carbon alloyed steels are presented. High tonnage half-products from the rolling mill rolls as well as other parts are welded. The results of the researches, and the characteristics for the welded joints are given.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 11 fig., 3 tab., 3 ref.

DC : 621.78:621.039:620.172/178.1

Sala, F., Lecca, Gh., Răduş, A.: **on the opportunity of applying a stress-relief heat treatment to the tube-to-sheet type welded.**

The opportunity of applying a stress-relief heat treatment to the tube to sheet type welded joints in the case of a 1Cr-0,5 Mo type steel is studied in the work. The joints have been assemblied by the WIG welding process. The experimental programme has comprised tensile tests and hardness determinations.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 7 fig., 2 tab., 6 ref.

DC : 621.791.7

Joni., N.: **Choice of weld settings for pulsed gas tungsten arc welding.**

The paper deals with the principles which govern the welding programme requirements for applying the GTAW and plasma welding, when one uses instead of steady current a pulsed one. There are presented relationships between the parameters and an algoritm for setting the welding parameters at optimum levels.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 4 fig., 1 tab., 6 ref.

DC : 621.791.669.18

Selmereanu, N., Farbaş, N., Pascu, R.: **Aspects regarding the welding technology of the martensitic stainless steels with 12...14% Cr. Applied in the chemical and energetic industry.**

The study presents the results of the investigations done for the establishing of the welding technology of a martensitic stainless steel with 12,87% Cr and 0,11% C. The preheat temperature is experimentally determined, differentiated for the two welding materials as well as for the welding parameters and the postweld heat treatment. As welding materials the Romanian electrodes type EICr12 and Cr25Ni20B are recommended for homogeneous and heterogeneous welded joints respectively.

The postweld heat treatment determined by means of the simulated thermal cycles using the LS 1402 simulator confines itself to a high tempering at 750°C/120 min/air, which has a homogenizing effect on the joint welded with the EICr12 electrode.

The joint welded with the austenitic Cr25Ni20B electrode is not heat treated in order not to embrittle the weld metal. The application field of each joints type is indicated.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 14 fig., 4 tab., 4 ref.

DC : 621.791.927.93:669.018.25

Subu, T., Prelipceanu, E., Panaitescu, R.: **Submerged arc surfacing technology of the sealing surfaces of valves from the industrial casings.**

The work presents the investigation and testing rezults performed at ISIM Timişoara which constituted the basis for the development of welding materials (wire — aglomerated flux), and for submerged arc surfacing technology of the sealing elements (valves) from the industral casings. By applying this technology a raise of the work productivity is achieved due to the mechanization of surfacing, and to the saving of some foreign currency by renouncing to the import of surfacing electrodes.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 3 fig., 11 tab., 5 ref.

DC : 621.791

Arjoca, I.: **Applications of friction welding in industry.**

The paper contents the advantages of friction welding and four concrete examples of this procedure: the welding of cutting tools, rollers, turbine rotors and planetary shafts.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 5 fig., 3 tab., 5 ref.

SOMMAIRE

CD : 539.42.014

Cioclov, D.: **Aspects probabilistiques dans la mécanique de rupture des matériaux.**

On présente les bases de l'analyse de fiabilité utilisant les méthodes de la mécanique de rupture. On développe les formules de calcul de la probabilité de rupture à partir de l'analyse conjugueé de la répartition du facteur de l'intensité de la tension K et de la ténacité du matériau, K_{ic}, pour les éléments de résistance sollicités de manière singulière. On explicite la probabilité de rupture par rapport à la répartition dimensionnelle des défauts.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 7—8, 4 fig., 8 ref.

CD : 621.311.22

Ieremiciu, T.: **L'utilisation des méthodes statistiques dans l'analyse du comportement au fluage de l'acier des conduits de vapeurs pour centrales.**

On présente la méthodologie d'évaluation de la durée de prolongement du maintien en exploitation des conduits de vapeurs, à une probabilité de défaillance imposée. Basée sur l'analyse statistique des résultats fournis par les essais au fluage, l'approche utilise la méthode paramétrique d'extrapolation de Larson — Miller. La méthodologie, exemplifiée sur six conduits, pourrait conduire à la reconsidération des normes en vigueur, ce qui aurait des conséquences économiques favorables.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 6 tab., 15 ref.

CD : 669.15'25—194

Cioclov, D., Pascu, R., Farbaş, N.: **Sensibilité à la fissuration par l'élimination des tensions internes à l'acier faiblement allié Cr-Mo-V.**

La sensibilité à la fissuration par l'élimination des tensions internes de l'acier faiblement allié Cr-Mo-V est évaluée par des analyses microstructurales, fractographiques et des essais de traction à chaud effectués aux températures caractéristiques de l'élimination des tensions internes. Les essais d'éprouvettes sont spécifiques aux cycles thermiques, qui caractérisent la zone affectée thermique des soudures. On indique que l'élimination des tensions internes aux températures relativement élevées (680°C), mais aux durées très courtes, peut être appliquer sans influencer les caractéristiques mécaniques et structurales. On a essayé une corrélation entre l'énergie de rupture à l'essai de flexion et le paramètre Larson — Miller.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 22 fig., 3 tab., 6 ref.

CD : 621.793.689.16

Paton, B.E., Medovar, B.I., Andreev, V,. Kozic, V.V.: **Le soudage sous laitier des aciers avec contenu illimité en carbon.**

On y présente certains problèmes du soudage sour laitier des aciers alliés avec contenu élevé en carbon, en utilisant des matériaux d'apport granulaires. On présente le soudage des demi-produits de grand tonnage pour les cylindres de laminage et des autres pièces pour lesquelles on donne les résultats des recherces et les caractéristiques des joints soudés.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 11 fig., 3 tab., 3 ref.

CD : 621.791:338.062.214:621—52

Morariu, S., Dehelean, D., Subu, T., Cioară, P., Pascu, Mihaela: **Technologies modernes de soudage et reconditionnement des pieces.**

On présente des technologies de soudage mécanisé et de reconditionnement des pièces par des procédés d'une large utilisation et par des procédés nonconventionels. En vue d'une application concrète pour certaines pièces de fabrication courante on analyse les matériaux pris en consideration dans l'elaboration des technologies, les joints qui doivent être exécutés ; on recomande aussi les régimes de soudage et les equipements utilisés pour l'application en production des technologies elaborées. Ayant en vue les avantages de la mecanisation et de l'automation des operations de soudage, on presente dans la partie finale des considerations concernant l'efficience economique des technologies recommandées.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 9 fig., 12 tab., 8 ref.

CD : 621.78:621.039:620.172/178.1

Sala, F., Lecca, Gh., Răduş, A.: **Sur l'opportunité du traitement de relaxation après le soudage des tubes sur des plaques tubulaires.**

On etudie l'opportunité d'un traitement thermique de relaxation appliqué aux joints soudés de type tubes sur des plaques tubulaires, sur l'acier de type 1Cr—0,5 Mo. Les soudures ont été réalisées par le procédé TIG. Le programme expérimental a compris des essais de traction et de dureté.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 7 fig., 2 tab., 6 ref.

CD : 621.791.7

Joni, N.: **Considerations sur le Choix des parametres dans le cas du soudage sous atmosphere inerte avec electrode refractaire utilisant la pulsation du courant.**

L'article concerne les règles qui permettent le choix des paramètres pour le soudage TIG et plasma, quand au lieu du courant stationnaire on utilise le courant pulse. On établit des correlations entre les paramètres et on présente un algorithme afin de déterminer les valuers optimales des differents paramètres technologiques.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 4 fig., 1 tab., 6 ref.

CD : 621,791.669.18

Selmereanu, H., Farbaş, N., Pascu, R.: **Aspects concernant la technologie de soudage des aciers inoxydables martensitiques avec 12...14% Cr utilisés dans le domaine chimique et énergétique.**

On y présente les résultats des recherches pour établir la technologie de soudage d'acier inoxydable avec 12,87% Cr et 0,11 %C.

On détermine expérimentalement la température de réchaufagge, les paramètres de soudage et le traitement thermique aprés le soudage. Comme metal d'apport, on recomande les électrodes type E 5 Cr 12 pour les soudures homogènes et les électrodes type Cr 25 Ni 20 B pour les soudures hétérogènes. Les électrodes sont fatiqués dans la Roumanie.

Ce traitement thermique aprés le soudage a été établi par la methode de la simulation des cycles thermiques, en utilisant le simulation LS 1402. Il consiste dans un revenu à 750°C (120 min.) Les soudures réalisées avec l'électrode austénitique Cr 25 Ni 20 B ne sont pas soumises au traitement thermique, à cause de la fragilité du métal d'apport.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 14 fig., 4 tab., 4 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 539.42.014

Cioclov, D.: **Wahrscheinlichkeitstheoretische betrachtungen zur bruchmechanik.**

Es werden grundlegende Betrachtungen zur Betriebszuverlässigkeitsanalyse im Rahmen der Bruchmechanikmethoden angestellt. Für einzelbeanspruchte Konstruktionsteile werden Beziehungen für die Berechnung der Ausfallwahrscheinlichkeit abgeleitet aufgrund der Analyse der Wahrscheinlichkeitsverteilung von Spannungsintensitätsfaktor K und Bruchzähigkeit K_{ic}. Auch wird die Ausfallwahrscheinlichkeit in Abhängigkeit der Verteilung der Materialfehlerausmasse untersucht.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 4 Bild., 8 Lit.

DK : 621.311.22

Ieremiciu, T.: **Anwendung statistischer methoden bei der untersuchung des zeitstandverhaltens von stahl aus dampfrohrleitungen in wärmekraftwerken.**

Aufgrund der statistischen Auswertung von Zeitstandversuchsergebnissen an Proben aus Dampfrohrleitungen, mittels der parametrischen Extrapolationsmethode nach Larson — Miller, wird ein Verfahren erörtert, zu Ermittlung der Dauer um die Betriebszeit bei vorgegebener Bruchwahrscheinlichkeit verlängert werden kann. Es wird die Neubearbeitung der bestehenden Vorschriften aufgrund des bschriebenen Verfahrens vorgeschlagen, wodurch günstige ökonomische Wirkungen erzielt werden können.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 6 Taf., 15 Lit.

DK : 669.15.25—194

Cioclov, D., Pascu, R., Farbaş, N.: **Die Rissanfälligkeit bei spannungsfreiglüh en eines niedriglegiertem Cr-Mo-V-Stahles.**

Die Rissanflälligkeit bei dem Spannungsfreiglühen eines niedriglegiertem Cr-Mo-V-Stahles wird durch Metallographie, Fraktographie und Zugversuche bei der Temperatur der Wärmebehandlung durchgeführt. Die Untersuchungen wurden an die Spezialproben des Smitweld-Schweisssimulator LS 1402 durchgeführt. Es wurde gezeigt das, das Spannungsfreiglühen bei relativ hohen Temperatures (680°C) zusammen mit sehr kurzen Behandlungszeiten das Gefüge und die mechanischen Eigenschaften nicht beeinflussen und deshalb keine Rissanfälligkeit vorhanden ist. Es wurde eine Korrelation zwischen der Bruchenergie bei dem Kerbschlagversuch mit dem Larson-Miller-Parameter, der zusammenfassend dem Effekt der Temperatur und der Behandlungszeit enthält.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 22 Bild., 3 Taf., 6 Lit.

DK : 621.791.793.669.16

Paton, B.E., Medovar, B.I., Andreev, V., Kozic, V.V.: **Elektroschlackeschweissen von stählen mit unbegrenztem Kohlenstoffgehalt.**

Es verden einige Probleme der Elektroschlackeschweissung von legierten Stählen mit hohem Kohlenstoffgehalt mit granulierten Schweisszusätzen dargestellt. Schwere Halbfertigteile der Walzzylinder und andere Werkstücke wurden geschweisst, für die die Forschungsergebnisse und Charakteristiken der Schweissverbindungen angegeben werden.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 11 Bild., 3 Taf., 3 Lit.

DK : 621.791:338.062.214:621—52

Morariu, S., Dehelean, D., Subu, T., Cioară, P., Pascu, Mihaela **:Moderne schweiss — und wiederinstandsetzungstechnologien der werkstrücke.**

Die Arbeit enthält mechanisierte Schweiss — und Reparaturtechnologien verschiedenen Werkstücke mittels gebräuchlichen und weniger gebräuchlichen Schweissverfahren. Konkrete Produktionserzeugnisse verfolgend werden die Schweisszusatzwerkstoffe die bei der Erarbeitung der Technologien in Betracht kommen, die zu erhaltenden Schweissverbindungen analysiert, man empfiehlt die Schweissparametern sowie die dazu benötigten Schweissausrüstungen mit dem Zweck diese in der Produktion anzuwenden. Im zweiten Teil de Arbeit werden Betrachtungen bezüglich der Wirtschaftlichkeit der vorgeschlagenen Schweisstechnologien anhand der Vorteile die die Mechanisierung und Automatisierung der Schweissvorgänge mitsichbringt angeführt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 9 Bild., 12 Taf., 8 Lit.

DK : 621.78:621.039:620.172/1978.1

Sala, F., Lecca, Gh, Răduş, A.: **Über die opportunität des spannungsarmglühens nach dem Schweissen von röhren in rohrböden.**

Es wird die Opportunität des Spannungsarmglühens nach dem Schweissen von Röhren in Rohrböden aus Stahl vom Typ 1 Cr — 0,5 Mo erörtert. Die Schweissverbindungen wurden mit dem WIG — Verfahren ausgeführt. Die Proben wurden in Zugversuchen und Härteprüfungen untersucht.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 7 Bild., 2 Taf., 6 Lit.

DK : 621.791.7

Joni, N.: **Betrachtungen uber die wahl der Schweissparameter für das schutzgasschweissen mit pulsierendem strom beim verwenden von nichtschmelzendem elektrod.**

Es wird die Wahl der Schweissparameter beschrieben beim WiG — oder Plasmaschweissen wenn anstatt des Konstantstromes, pulsierender Strom verwendet wird. Es werden Verbindungen zwischen den Schweissparameter, als auch ein Algoritm für die Bestmmung der optimalen Werte der verschiedenen Schweissparameter gegeben.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 4 Bild., 1 Taf., 6 Lit.

DK : 621.791.669.18

Selmereanu, H., Farbaş, N., Pascu, R.: **Über die schweisstechnologie der martensitischen rostfreien stähle mit 12...14% Cr Anwendbar in der chemie und der energetik.**

Es werden die Ergebnisse der Untersuchungen zur Ermittlung der Schweisstechnologie eines martensitischen rostfreien Stahles mit 12,87% Cr und 0,19% C gezeigt. Es wird die Vorwärmungstemperatur (differenziert für die beiden Zusatzwerkstoffe), die Schweissparameter und die Wärmebehandlung nach dem Schweissen experimentell bestimmt. Als Zusatzwerkstoff werden die rumänischen Elektroden Typ EICr 12 für artgleiche Verbindungen und Typ Cr25Ni20B für artverschiedene Verbindungen empfohlen. Die Wärmebehandlung nach dem Schweissen wird durch das Simulieren der Wärmezyklen mit dem LS 1402 Simulator, bestimmt. Das besteht aus einem Anlassen auf 750°C/120 Min/Luft, das die mit dem Elektrod EICr12 geschweissten Verbindungen, in genügendem Masse homogenisiert. Die Schweissverbindung die mit dem austenitischen Elektroden Cr 25Ni20B erzeugt wurde, darf nicht termisch behandelt werden, da sonst das Schweissgut versprödet wird. Abschliessend wird der Anwendungsbereich jeder Verbindungsart angegeben.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 14 Bild., 4 Taf., 4 Lit.

CZ : 539.42.014

Aspecte probabilistice în mecanica ruperii materialelor

Dr. ing. Dragoş D. **CIOCLOV** — Institutul de sudură şi încercări de materiale — Timişoara

Mecanica ruperii materialelor s-a dezvoltat ca un instrument ingineresc, pentru estimarea interdependenţei dintre mărimile : solicitarea în exploatare, mărimea defectelor de material inerente şi caracteristicile de material pertinente pentru descrierea rezistenţei şi tenacităţii. În condiţii reale de exploatare, toate aceste mărimi sînt de natură aleatoare. Estimările fiabilistice, constînd în aprecierea probabilistică a apariţiei defectării sau nedefectării pentru circumstanţe date, sînt posibile, doar că se ţine seama de caracterul aleator atît al condiţiilor de solicitare, cît şi al răspunsului materialului. Acest mod de a raţiona se situează într-un domeniu care este denumit în prezent „mecanica ruperii materialelor în accepţiune probabilistică" [1], [2]. Această nouă abordare inginerească, aplicată în cazul elementelor de rezistenţă, cheie, permite efectuarea analizei de risc, inclusiv aprecierea modului şi frecvenţei de defectare şi găsirea modalităţilor de îmbunătăţire a fiabilităţii.

Nivelul de acceptabilitate a riscului şi motivarea sa constituie noţiuni mai complexe care nu pot fi definite exact. Implicaţiile sociale ale analizei de risc, deşi au fost discutate în detaliu în ultimii ani [3], nu vor fi tratate în prezenta lucrare.

În accepţiunea mecanicii ruperii materialelor, în condiţii preponderent elastice şi sub solicitare exterioară singulară, ruperea se iniţiază atunci cînd caracteristica de material denumită tenacitatea la rupere K_{IC} este egalată cu factorul de intensitate al tensiunii K_I — o mărime proporţională cu tensiunea aplicată σ şi cu mărimea defectului de tip fisură a ($K \infty \sigma\sqrt{a}$). Variabilitatea caracteristicilor de tenacitate la rupere derivă din inerente imperfecţiuni şi neomogenităţi ale compoziţiei chimice şi ale microstructurii materialului, precum şi — într-o măsură care nu poate fi neglijată — din împrăştierea indusă de tehnica experimentală.

Fie f_R funcţia densităţii de probabilitate a variabilei aleatoare, care descrie distribuţia unei caracteristici de tenacitate la rupere, ca de exemplu K_{IC}. Pe de altă parte, variabilitatea statistică a factorului efectiv de intensitate al tensiunii K_I cuprinde variaţia intensităţii solicitării exterioare (a nu se confunda cu solicitarea variabilă ciclică care induce efecte de oboseală) şi variaţia extinderii fisurării. Fie f_K densitatea de probabilitate a factorului efectiv de intensitate al tensiunii.

Dacă conceptul K_{IC} este aplicabil (deci dacă prevalează tensiunile elastice la producerea ruperii), ruperea este definită prin realizarea evenimentului aleator $K_I > K_{IC}$, a

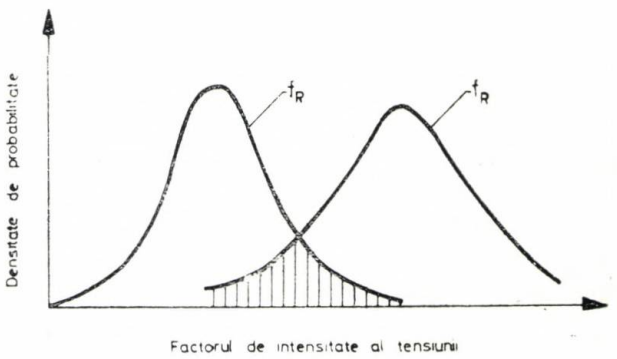


Fig. 1 Distribuţia tenacităţii K_{IC} şi a factorului de intensitate al tensiunii induse de încărcare.

cărui probabilitate de apariţie este măsurată de aria haşurată din figura 1. Probabilitatea de cedare (rupere) P_f este dată de :

$$P_f = \text{Prob}\cdot(K_I > K_{IC}) = \tag{1}$$

$$= \left[\int_0^{\infty} F_R(x)\, f_K(x)\, dx\right]\left[\int_0^{\infty} (1 - F_K(x))\, f_R(x)\, dx\right]$$

în care $F_R(x)$ şi $F_K(x)$ sînt probabilităţile cumulate sau funcţiile de distribuţie ale variabilelor aleatoare K_{IC} şi K_I, funcţiile fiind definite prin relaţiile :

$$F_R' = f_R \text{ şi } F_K' = f_K$$

În principiu, factorul de intensitate al tensiunii este produsul dintre tensiunea aplicată σ şi radicalul din lungimea fisurii $\sqrt{a}$. Pentru uşurinţă, factorul de intensitate al tensiunii se scrie : $k = \sigma\sqrt{a}$, fără a pierde din generalitate. Metodologia uzuală de încercare permite stabilirea densităţii de probabilitate atît a distribuţiei tensiunii, $f_\sigma(\sigma)$ cît şi a radicalului din lungimea fisurii $f_{\sqrt{a}}(a)^{*)}$. Atunci, dacă factorul de intensitate al tensiunii k este privit ca o variabilă aleatoare, funcţia ei de

*) Dacă funcţia densităţii de probabilitate $f(x)$ este dată, atunci funcţia densităţii de probabilitate de corespunzătoare argumentului $\sqrt{x}$ este : $f_1(\sqrt{x}) = 2 \sqrt{x} f(x)$

distribuție $F_k(k)$ și densitatea de probabilitate asociată f_k pot fi deduse ținînd-se seama de faptul că valoarea lui k este produsul a două variabile aleatoare σ și $\sqrt{a}$ considerate independente în condițiile solicitării singulare (cînd nu apar efecte de oboseală, adică nu se produce propagarea fisurii sub sarcină).

Cu aceste specificații, funcția de distribuție F_k este:

$$F_k(k) = \int_0^{\infty} \int_0^{k/\sigma} f_\sigma(\sigma) \cdot f_{\sqrt{a}}(\sqrt{a})\, d\sigma\, d(\sqrt{a}) \qquad (2)$$

în care domeniul de integrare este reprezentat prin aria haşurată delimitată de hiperbola $k = \sigma\sqrt{a}$ (fig. 2). Derivînd ecuația (2) în raport cu k, se obține funcția densității de probabilitate f_k a factorului de intensitate al

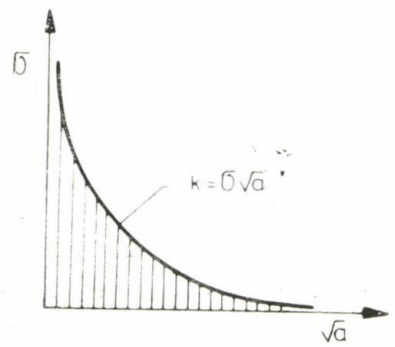


Fig. 2 Domeniul de integrare pentru determinarea distribuției factorului de intensitate al tensiunii.

tensiunii, exprimată în dependență de densitatea de probabilitate a tensiunii aplicate și a lungimii fisurii:

$$f_k(k) = \int_0^{\infty} \frac{1}{\sigma} f_\sigma(\sigma) \cdot f_{\sqrt{a}}\left(\frac{k}{\sigma}\right) d\sigma \qquad (3)$$

Dacă factorul de intensitate al tensiunii se exprimă sub forma $K = Ak = \sigma\sqrt{\pi \beta a}$, pentru a ține seama — prin intermediul corecției β — de geometria finită a elementului de rezistență solicitat, funcția densității de probabilitate corespunzătoare f_K este dată de:

$$f_K(K) = \frac{1}{A} f_k\left(\frac{K}{A}\right) \qquad (4)$$

Fiind cunoscute distribuțiile variabilelor aleatoare asociate tenacității la rupere K_{IC} și factorul de intensitate al tensiunii K, sub forma unor funcții explicite f_R și f_K (sau F_R și F_K), probabilitatea de cedare P_f poate fi determinată prin rezolvarea integralelor de convoluție din ecuația (1). De altfel, în majoritatea cazurilor, complexitatea distribuțiilor considerate necesită utilizarea unor metode de integrare numerică sau de simulare numerică, cum ar fi metoda Monte-Carlo, [5].

Dacă atît f_R cît și f_k urmează o distribuție normală cu valorile medii $\bar{K}_{IC}$ și $\bar{K}_I$ și abaterile medii pătratice s_R și s_K, se poate da o interpretare explicită a probabilității de cedare.

Este evident că cedarea (ruperea) apare dacă:

$$\Delta = K_{IC} - K_I < 0 \qquad (5)$$

unde diferența Δ este o variabilă aleatoare, de asemenea, normal distribuită, avînd valoarea medie și abaterea medie pătratică:

$$\bar{\Delta} = \bar{K}_{IC} - \bar{K}_I \quad \text{și} \quad S_\Delta = \sqrt{S_R^2 + S_K^2} \qquad (6)$$

Introducînd notațiile $\rho_R = S_R/\bar{K}_{IC}$; $\rho_K = S_K/\bar{K}_I$ și $c = \bar{K}_{IC}/\bar{K}_I$ rezultă:

$$\frac{\bar{\Delta}}{S_\Delta} = \frac{c-1}{\sqrt{\rho_R^2 + c^2\rho_K^2}} \qquad (7)$$

Este de reținut că c are semnificația coeficientului de siguranță determinist. Variabila aleatoare Δ fiind distribuită normal și centrată pe valoarea zero, probabilitatea de cedare devine:

$$P_f = 0{,}5 + \Phi\left(\frac{\bar{\Delta}}{S_R}\right) \qquad (8)$$

în care $\varnothing$ este funcția integrală Laplace, ale cărei valori sînt tabelate, [6]. Este evident, că, pentru estimări fiabilistice cu privire la inițierea ruperii, este necesară cunoașterea mărimilor statistice ρ_R, ρ_K și c.

În figura 3 este redată o nomogramă pentru calculul probabilității de cedare, conform acestei metodologii, [8].

Este posibilă o abordare alternativă dacă variabilele conținute în relația fundamentală $K_{IC} = \sigma\sqrt{\pi\beta a}$ adică K_{IC}, σ și a urmează o distribuție log — normală. În aceste condiții, valoarea medie a logaritmului tensiunii critice este dată de relația:

$$\overline{\lg \sigma} = \overline{\lg K_{IC}} - \frac{1}{2}(\overline{\lg a} + \lg \pi\beta) \qquad (9)$$

iar abaterea medie pătratică asociată este:

$$S_{\lg\sigma} = \sqrt{S_{\lg K}^2 + \frac{1}{4} S_{\lg a}^2} \qquad (10)$$

în care $S_{\lg K}$ și $S_{\lg a}$ reprezintă abaterile medii pătratice ale logaritmilor lui K_{IC} respectiv a. Pentru un nivel de probabilitate P dat, căruia îi corespunde variabila normală z_P, tensiunea critică se calculează:

$$(\sigma_{crit})_P = 10^{(\overline{\lg \sigma_{crit}} + z_P \cdot S_{\lg\sigma})} \qquad (11)$$

Această accepțiune poate fi extinsă la cazul unor sisteme complexe, prin evaluarea probabilității de cedare a elementelor sistemului și combinînd în continuare aceste date în concordanță cu structura sistemului, [7].

Evaluarea fiabilității la rupere, bazată pe o analiză statistică, oferă posibilitatea predicției efectelor produse de modificări sistematice ale unor parametri de rezistență esențiali. De exemplu, această analiză poate fi utilizată pentru evaluarea influenței produse de scăderea coeficienților de siguranță adoptați la proiectare/dimensionare asupra fiabilității construcției, sau care este costul și eficacitatea privind garantarea siguranței în exploatare a unei noi metode de control nedistructiv sau a unor modificări de metodologie. Dar să explicăm aceste concepte mai detaliat în cele ce urmează.

Probabilitatea ca o structură să cedeze sub o solicitare singulară prin rupere fragilă sau cvasi — fragilă poate fi corelată cu:

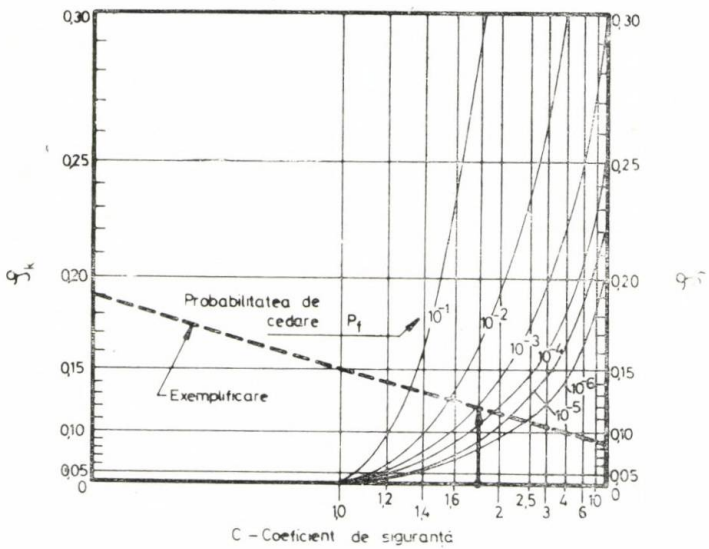


Fig. 3 Nomogramă pentru determinarea legăturii dintre coeficientul de siguranță și probabilitatea de cedare.

— densitatea de probabilitate $p_a(a)$ ca într-un element de rezistență dat să se fi produs un defect de mărimea a în timpul execuției sau a lucrărilor de întreținere;

— densitatea de probabilitate $p_R\ (a/s)$ ca un defect să fie respins de procedeul de inspecție (control), adică aparatura de control este programată să respingă defecte a căror mărime depășește valoarea s;

— densitatea de probabilitate $p_f(a)$ de cedare presupunînd că în construcție există un defect de mărimea s.

Intercondiționarea acestor probabilități este ilustrată în figura 4.

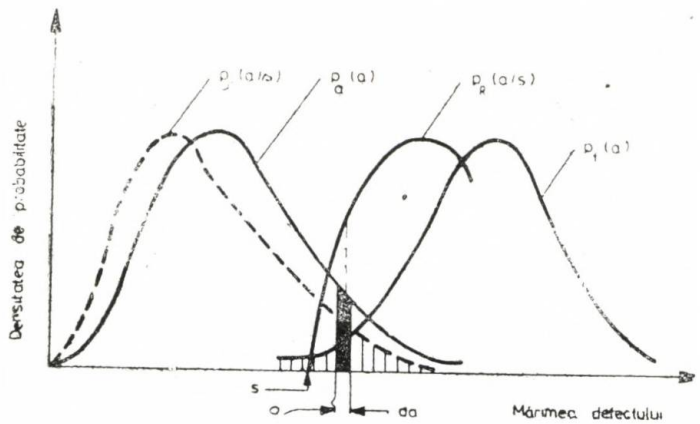


Fig. 4 Interacțiunea dintre distribuția mărimii defectelor și probabilitatea de cedare.

Densitatea de probabilitate compusă p_c (a/s) ca o fisură cuprinsă în intervalul (a, a+da) să nu fie detectată în procesul de inspecție se poate determina după cum urmează. Să considerăm că evenimentul A ; înseamnă că fisura este cuprinsă în intervalul $(a, a+da)$. Probabilitatea acestui eveniment este așadar $p_a(a)$. Se consideră că fisura cuprinsă în intervalul $(a ; a+da)$ poate fi detectată, dacă fisuri mai mici decît a sînt detectabile.

Probabilitatea detectării unor fisuri mai mici decît a — evenimentul B — este dată de probabilitatea cumulată $P_R(a/s)$:

$$P_R(a/s) = \int_s^a p_R(a/s) \cdot da \qquad (12)$$

Evenimentul contrar CB ca fisurile mai mici decît a să nu fie detectate are probabilitatea $[1 - P_R(a/s)]$, astfel încît probabilitatea compusă $p_c(a/s)$ a evenimentului compus $D = A \cap CB$ ca o fisură cuprinsă în intervalul $(a, a+da)$ să nu fie detectată, devine :

$$p_c(a/s) = [1 - P_R(a/s)] \cdot p(a) \qquad (13)$$

Să considerăm acum evenimentul E, ca lungimea fisurii care conduce la rupere să fie mai mică decît a. Probabilitatea cumulată a acestui eveniment este deci :

$$P_f(a) = \int_0^a p_f(a)\, da \qquad (14)$$

Ruperea apare dacă evenimentele D și E apar concomitent, cu alte cuvinte dacă o fisură avînd lungimea cuprinsă în intervalul $(a ; a+da)$ rămîne nedetectată și ruperea se inițiază pentru fisuri cu lungimea mai mică decît a. Probabilitatea acestui eveniment este:

$$dP_f = P_f(a) \cdot [1 - P_R(a/s)] \cdot p_a(a) \cdot da \qquad (15)$$

Pentru fisuri de orice lungime, probabilitatea cumulată de cedare este deci :

$$P_f = \int_0^\infty P_f(a)[1 - P_R(a/s)] \cdot p_a(a) \cdot da \qquad (16)$$

Această probabilitate cumulată este reprezentată în figura 4 prin aria hașurată. Este evident că această interpretare este legată de aceeași procedură ca și relația (1), în care probabilitățile de rupere s-au explicitat ca funcție a unui parmetru de natura factorului de intensitate al tensiunii și nu a parametrului lungimea fisurii.

Analizînd ecuația (13) rezultă că sînt posibile mai multe metode în vederea reducerii probabilității ruperii intempestive sub solicitare singulară. Aceste metode se referă la :

— minimizarea lui $p_a(a)$, prin utilizarea unor materiale elaborate îngrijit, a unor procedee de sudare adecvate, a unei protecții anticorosive eficiente, etc. ;

— maximizarea lui $P_R(a/s)$, prin mărirea sensibilității metodelor de control nedistructiv (minimizarea nivelului s al dimensiunii defectului detectabil), creșterea volumului de inspecție sau efectuarea unor inspecții în paralel pe elementele de rezistență critice, utilizîndu-se diferite tehnici care se completează reciproc (combinarea procedeelor cu raze X, ultrasunete, particule magnetice sau lichide penetrante) ;

— maximizarea lui $P_f(a)$, prin menținerea unui nivel redus al tensiunii în elementul de rezistență considerat, sau prin utilizarea unui material cu o tenacitate la rupere suficient de ridicată la temperatura de exploatare.

Toate aceste modalități de reducere a valorii P_f conduc la creșterea prețurilor de cost legate de material și inspecție. În multe cazuri, poate rezulta o scădere a performanțelor tehnice în măsura creșterii greutății proprii a construcției.

În cazul elementelor de rezistență a căror cedare are consecințe catastrofice, se impune o probabilitate de cedare extrem de redusă. Aceste circumstanțe trebuie luate în considerare dacă construcția nu are o structură redondantă, astfel încît cedarea unui element de rezistență să producă ruperea fragilă intempestivă a întregii construcții.

Aceste considerații sînt obligatorii în cazul cînd în urma ruperii se declanșează cantități mari de energie sau agenți dăunători, respectiv dacă se pune în pericol elementul uman. Un exemplu de astfel de construcții, la care trebuie asigurat un nivel extrem de redus al probabilității de defectare, îl constituie vasele de presiune ale centralelor nucleare electrice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Besuner, P. M., Tetelman, A. S., Egan, G. R., Ran, C. R.* : Proceedings of Risk-Benefit Methodology and Application Conference, Asilomar, California, 1975.

[2] *Tetelman, A. S., Besuner, P. M.* : Fracture, Vol. I, p. 137, Pergamon Press, 1977.

[3] *Storr, C.* : Colloquium on Benefit — Risk Relationship for Decision-Making, Washington D.C., 1971.

[4] *Cioclov, D.* : Mecanica ruperii materialelor. Ed. Academiei, 1977.

[5] *Besuner, P. M., Tetelman, A. S.* : Probabilistica fracture mechanics Doc. IIS X — 0821 —76, 1976.

[6] *Bolshew, L.N., Smirow, N.V.* : Tablitz matematicheskoi statistiki (in Russian). Akad, Nauk, U.R.S.S., 1968.

[7] *Shooman, M. L.* : Probabilistic reliability ; An engineering approach. Mc. Graw Hill, 1968.

[8] *Mc., Calley, J. B.* : Design News, Sept., p. 1, 1957.

CZ : 621.311.22

Aplicarea metodelor statistice la analiza comportării la fluaj a oțelului utilizat pentru conductele de abur ale centralelor termoelectrice

Ing. Traian **IEREMICIU** — Institutul de sudură și încercări de materiale Timișoara

Introducere

Din ce în ce mai multe centrale termoelectrice ating timpul de funcționare care a stat la baza proiectării lor (de regulă 100.000 ore). În aceste condiții, se pune problema dacă anumite părți ale instalațiilor pot fi menținute în exploatare, sau trebuie înlocuite din cauza epuizării capacității lor de rezistență la temperatură ridicată.

În mod deosebit, această problemă se pune acum la noi în țară pentru sistemul de conducte, utilizat în vederea producerii și transportului aburului la turbine. Avînd în vedere costul ridicat al acestuia, care reprezintă, la centralele termoelectrice mari, 6 ... 15% din totalul cheltuielilor de investiție [2], precum și faptul că materialul se procură în general din import, efectul economic rezultat din prelungirea duratei de funcționare este foarte important. Decizia de prelungire a exploatării se poate lua numai în urma unui program de analize (chimică, metalografică) și încercări mecanice (tracțiune, reziliență, duritate și fluaj), ale căror rezultate trebuie să corespundă prescripțiilor tehnice în vigoare [1].

Siguranța în exploatare a unei conducte utilizate se bazează, în principal, pe aprecierea duratei de viață rămasă. Această apreciere se poate face în diferite moduri [8], [9], [10,] [11]. În cele mai multe cazuri, se determină rezistența tehnică de durată $R_{r/t}$ pentru temperatura și tensiunea de lucru cu ajutorul metodelor parametrice de exploatare, pe baza încercărilor de rupere prin fluaj, executate în condiții de temperatură și/sau tensiune mai ridicată. La baza utilizării acestor metode stă principiul că fluajul este un fenomen activat termic. Într-o lucrare anterioară [14], sînt prezentate rezultatele obținute prin aplicarea a cinci metode parametrice de extrapolare pentru cele șase conducte analizate și în lucrarea de față, în care este ilustrată metodologia de determinare, pe baze probabilistice, a duratei de prelungire a menținerii în exploatare a conductelor de abur, pentru o anumită probabilitate de rupere impusă.

Date experimentale

Conductele analizate, confecționate din oțel 12 H 1 MF, avînd grosimea peretelui suficient de mare, au permis prelevarea de epruvete transversale, care, supuse încercării de rupere prin fluaj la anumite nivele de temperatură și tensiune, au condus la durate de rupere cuprinse între cîteva zeci de ore și peste 3000 de ore.

Pe baza datelor experimentale se calculează valorile parametrilor „timp — temperatură", după metoda Lasson — Miller, cu relația, [3] :

$$P_{LM} = T(\log t + C), \tag{1}$$

unde :

T = temperatura absolută de încercare, în [°K];
t = durata pînă la ruperea probei, în [ore];
C = 20 — constanta de exploatare.

Admițînd că în domeniul timp — temperatură — tensiune considerat, legătura între P_{LM} și $\log \sigma$ este cvasiliniară, ecuația dreptei de regresie se scrie sub forma [5], [7] :

$$P_{LM} = a + b \log \sigma \tag{2}$$

unde :

$$a = \frac{C_{av} \log \sigma, P_{LM}}{S^2_{\log \sigma}} = \tag{3}$$

$$= \frac{n \Sigma P_{LM} \log \sigma - \Sigma \log \sigma \Sigma P_{LM}}{n \Sigma (\log \sigma)^2 - (\Sigma \log \sigma)^2}$$

$$b = \overline{P}_{LM} - b \overline{\log \sigma} = \tag{4}$$

$$= \frac{\Sigma (\log \sigma)^2 \Sigma P_{LM} - \Sigma \log \sigma \Sigma P_{LM} \log \sigma}{n \Sigma (\log \sigma)^2 - (\Sigma \log \sigma)^2}$$

Pentru fiecare dreaptă s-a calculat și coeficientul de corelație, R :

$$R = \frac{C_{av} \log \sigma, P_{LM}}{S_{\log \sigma} \cdot S_{P_{LM}}} = \tag{5}$$

$$= \frac{n \Sigma P_{LM} \log \sigma - \Sigma \log \sigma \Sigma P_{LM}}{\{[n \Sigma (\log \sigma)^2 - (\Sigma \log \sigma)^2][n \Sigma P^2_{LM} - (\Sigma P_{LM})^2]\}^{1/2}}$$

Valorile obținute sînt centralizate în tabelul 1.

Determinarea parametrilor distribuției P^0_{LM}

Acceptînd ipoteza că $R_{r/t}$ este o variabilă aleatoare, definită de o funcție de repartiție continuă, rezultă că și parametrul „timp — temperatură", definit în general de o relație de forma $P_{t-T} = f(\sigma_0)$ are, de asemenea, o distribuție continuă. Se acceptă că aceasta este de tip Gauss — Laplace.

Parametrii corelației $P_{LM} = a + b \log \sigma$

Tabelul 1

Conducta	a	b	R
C1D	29980	—10086	—0,983
C2S	29078	— 9537	—0,990
C2D	29162	— 9505	—0,994
C3D	28219	— 8470	—0,991
C4S	29505	— 9794	—0,985
C4D	29299	— 9617	—0,991

Parametrii dreptei de distribuție pentru o anumită tensiune σ_0 se determină cu relațiile :

$$P^0_{LM} = \alpha + \beta \cdot Z_i \tag{6}$$

unde :

z_i = variabila normală normată

(7)

$$\alpha = \frac{\Sigma Z_i^2 \Sigma P^0_{LM} - \Sigma Z_i \Sigma Z_i P_{LM}}{n \Sigma Z_i^2 - (\Sigma Z_i)^2} = \frac{\Sigma P^0_{LM}}{n} = \overline{P^0_{LM}}$$

(8)

$$\beta = \frac{n \Sigma Z_i P^0_{LM} - \Sigma Z_i \Sigma P_{LM}}{n \Sigma Z_i^2 - (\Sigma Z_i)^2} = \frac{\Sigma Z_i P^0_{LM}}{\Sigma Z_i^2} \simeq \hat{S}_{P^0_{LM}}$$

$$\Sigma Z_i = 0 \tag{9}$$

Coeficientul de corelație al dreptei de distribuție se determină cu relația :

$$R = \tag{10}$$

$$= \frac{n \Sigma Z_i P^0_{LM} - \Sigma Z_i \Sigma P^0_{LM}}{\{[n \Sigma Z_i^2 - (\Sigma Z_i)^2][n \Sigma (P^0_{LM})^2 - (\Sigma P^0_{LM})^2]\}^{1/2}} =$$

$$= \frac{\Sigma Z_i \cdot P^0_{LM}}{\{\Sigma Z_i^2 [\Sigma (P^0_{LM})^2 - (\Sigma P^0_{LM})^2]\}^{1/2}}$$

Observație :

În cazul unei distribuții aproximativ normale și al unui număr finit de elemente, legătură între panta dreptei de distribuție și dispersia valorilor $\hat{S}_{P^0_{LM}}$ se deduce din relațiile de mai jos :

$$\hat{S}^2_{P^0_{LM}} \frac{1}{n} \Sigma (P^0_{LM} - \overline{P}^0_{LM})^2 = \tag{11}$$

$$= \frac{1}{n} \Sigma (P^0_{LM})^2 - (\overline{P}^0_{LM})^2$$

$$R^2 = \frac{(\Sigma Z_i P^0_{LM})^2}{\Sigma Z_i^2} \cdot \frac{\frac{1}{n} \Sigma Z_i^2}{\frac{1}{n} \Sigma (P^0_{LM})^2 - (\overline{P}^0_{LM})^2} =$$

$$= \beta^2 \frac{\frac{1}{n} \Sigma Z_i^2}{\hat{S}^2_{P^0_{LM}}} \tag{12}$$

Rezultă în final :

$$\hat{S}_{P^0_{LM}} = \frac{1}{R} \left(\frac{\Sigma Z_i^2}{n} \right)^{1/2} \cdot \beta \tag{13}$$

Pentru distribuția ideal — normală ($R = 1$) și un număr de probe foarte mare ($n \to \infty$), panta β a dreptei de distribuție este tocmai dispersia $\hat{S}_{P^0_{LM}}$.

În vederea măririi consistenței statistice, se propune recalcularea tuturor valorilor parametrului „timp-temperatură", obținute pentru diferite tensiuni de încercare σ_1, pentru același nivel de tensiune σ_0, care poate fi, spre exemplu, tensiunea echivalentă maximă din peretele conductei aflată în exploatare, determinată după o metodologie de calcul prezentată în [15], cu următoarele relații :

$$P_{LM} = T(\log t + C) = a + b \log \sigma$$

$$P^1_{LM} = a + b \log \sigma_1$$

$$P^0_{LM} = a + b \cdot \log \sigma_0$$

Scăzînd cele două relații rezultă :

$$P^0_{LM} = P^1_{LM} + b \log \frac{\sigma_0}{\sigma_1} \tag{14}$$

Observația 1 :

În cazul în care se admite o corelație neliniară între P_{LM} și log σ, relația se deduce în mod analog.

Spre exemplu, pentru o legătură de forma :

$$P_{LM} = a + b \log \sigma + c \log^2 \sigma$$

rezultă :

$$P^0_{LM} = P^1_{LM} + \log \frac{\sigma_0}{\sigma_1} [b + c \cdot \log (\sigma_0 \cdot \sigma_1)] \qquad (14\,a)$$

Observația 2 :

Relații de transformare similare se obțin pentru orice altă metodă parametrică de extrapolare adoptată.

Aplicînd relația (14) au fost calculate valorile P^0_{LM} pentru două nivele de tensiune, $\sigma_0 = 98$ N/mm² și $\sigma^1_0 = 147$ N/mm². Aceste valori, ordonate în sensul creșterii lor, sînt centralizate în tabelul 2.

Ordonarea este necesară pentru aplicarea metodelor statistice, în vederea determinării curbelor de frecvență cumulată $P_i - P^0_{LM}$, respectiv determinării parametrilor dreptei de distribuție (6).

Probabilitatea de deteriorare (rupere) P_i aferentă nivelului „i" (numărul de ordine al valorii P^0_{LM} din șirul valorilor ordonate crescător) s-a determinat cu relația [6] :

$$P_i = \frac{i - 0{,}3}{n + 0{,}4} \qquad (15)$$

Valorile P_i pentru $n=18$ și respectiv $n=20$, precum și valorile variabilei normate aferente z_i, determinate prin interpolare liniară pe baza tabelelor din [5], sînt specificate în tabelul 4, a și b.

În tabelul 3, sînt centralizate valorile obținute pentru parametrii dreptelor de distribuție (6), determinate cu relațiile (7), (8), și (10), pentru cele șase conducte și la cele două nivele de tensiune considerate. În ultima coloană a tabelului este dată valoarea coeficientului de variație în procente :

$$C_v = \frac{\hat{S}_{P^0_{LM}}}{\overline{P}^0_{LM}} \cdot 100 \quad [\%] \qquad (16)$$

Valorile ridicate, obținute pentru R, atestă o bună confirmare a ipotezei distribuției normale.

Drept criteriu de verificare a ipotezei normalității distribuției cu ajutorul diferenței $|\hat{z}_i - z_i|$ se utilizează mărimea [5] :

$$z = \frac{|\hat{z}_i - z_i|}{\sigma_{z_i}} \qquad (17)$$

unde :

$\hat{z}_i = \dfrac{P_{LM} - \overline{P}^0_{LM}}{S_{P^0_{LM}}}$ reprezintă valorile așteptate pentru variabila normală, normată în ipoteza că distribuția este normală ;

Valorile ordonate ale parametrului P^0_{LM}

Tabelul 2

C1D		C2S		C2D		C3D		C4S		C4D	
$\sigma_0 = 98$	$\sigma^1_0 = 147$	$\sigma_0 = 98$	$\sigma^1_0 = 147$	$\sigma_0 = 98$	$\sigma^1_0 = 147$	$\sigma_0 = 98$	$\sigma^1_0 = 147$	$\sigma_0 = 98$	$\sigma^1_0 = 147$	$\sigma_0 = 98$	$\sigma^1_0 = 147$
19384	17608	19225	17546	19308	17635	19490	17998	19180	17455	19342	17649
19610	17834	19263	17584	19485	17811	19504	18013	19348	17624	19520	17826
19629	17853	19267	17588	19485	17812	19581	18090	19524	17800	19524	17830
19639	17863	19376	17696	19551	17877	19593	18101	19566	17842	19542	17849
19648	17872	19458	17778	19595	17922	19612	18120	19576	17851	19548	17855
19722	17916	19510	17831	19625	17951	19713	18222	19697	17972	19568	17874
19817	18041	19525	17846	19627	17953	19742	18250	19713	17989	19569	17876
19896	18120	19559	17880	19638	17964	19771	18279	19728	18003	19576	17882
19901	18125	19566	17886	19655	17981	19771	18280	19737	18012	19606	17912
19960	18193	19574	17894	19683	18010	19774	19283	19740	18016	19651	17958
20026	18250	19586	17907	19730	18056	19778	18287	19747	18022	19704	18010
20037	18261	19587	17908	19751	18077	19801	18310	19763	18038	19705	18011
20059	18283	19604	17925	19751	18077	19809	18318	19763	18038	19740	18047
20078	18302	19667	17988	19756	18082	19829	18338	19790	18065	19799	18106
20081	18305	19695	18016	19770	18096	19904	18412	19877	18153	19832	18139
20116	18340	19711	18032	19781	18107	19907	18415	19962	18237	19865	18172
20163	18387	19732	18053	19790	18116	19932	18440	19994	18269	19867	18174
20313	18537	19816	18136	19851	18178	19959	18468	20087	18362	19885	18192
										19893	18200
										19910	18217

Parametrii distribuției $P^0_{LM} = \alpha + \beta z_i$

Tabelul 3

Conducta	n	σ_i [N/mm²]	$P^0_{LM} = \alpha + \beta z_i$		R	$\hat{S}^2 = \sum \frac{(P^0_{LM} - \overline{P}^0_{LM})^2}{n}$	$C_v = \frac{100\,\hat{S}}{\overline{P}^0_{LM}}$ [%]
			$\alpha = \overline{P}^0_{LM}$	β			
C1D	18	98	19894	252,79	0,978	56047	1,190
		147	18116	253,78	0,977	56666	1,314
C2S	18	98	19540	173,06	0,973	26571	0,834
		147	17861	173,04	0,973	26561	0,912
C2D	18	98	19657	138,57	0,959	17516	0,673
		147	17984	138,44	0,960	17473	0,735
C3D	18	98	19748	146,54	0,975	18372	0,697
		147	18257	146,58	0,975	18976	0,754
C4S	18	98	19711	223,70	0,963	45274	1,079
		147	17986	223,52	0,963	45218	1,182
C4D	20	98	19682	165,01	0,969	24705	0,798
		147	17989	165,13	0,969	24742	0,874

$$\sigma_{z_i} = \frac{1}{f(\hat{z}_i)} = \left\{\frac{1}{n}\left[0{,}5 - \varnothing(\hat{z}_i)\right]\left[0{,}5 + \varnothing(\hat{z}_i)\right]\right\}^{1/2} =$$

= abaterea medie pătratică;

$f(\hat{z}_i)$ = valoarea funcției de frecvență corespunzătoare valorii z_i;

$\varnothing(\hat{z}_i)$ = funcția tabelară a lui Laplace.

Pentru un nivel de semnificație:

$$q = 1 - 2\varnothing(z) = 0{,}05$$

rezultă:

$$z_q = z_{0{,}05} = 1{,}96$$

În urma calculelor efectuate se constată că toate valorile mărimii z sînt mai mici decît

Verificarea ipotezei normalității distribuției

Tabelul 4

Nr. de ordine	P_i	z_i	Conducta C2S, σ_i = 98 N/mm²			
			$\hat{z}_i = \frac{P^0_{LM} - \overline{P}^0_{LM}}{S_{P^0_{LM}}}$	$\lvert \hat{z}_i - z_i \rvert$	σ_{z_i}	$\frac{\lvert \hat{z}_i - z_i \rvert}{\sigma_{z_i}}$
1	0,03804	—1,7739	—1,8780	0,1041	0,5896	0,177
2	0,09239	—1,3262	—1,6515	0,3253	0,5004	0,650
3	0,14674	—1,0507	—1,6276	0,5769	0,4924	1,172
4	0,20109	—0,8379	—0,9778	0,1399	0,3530	0,396
5	0,25543	—0,6574	—0,4889	0,1685	0,3086	0,546
6	0,30978	—0,4964	—0,1788	0,3176	0,2971	1,069
7	0,36413	—0,3475	—0,0894	0,2581	0,2959	0,872
8	0,41848	—0,2057	+0,1133	0,3190	0,2961	1,077
9	0,47283	—0,0682	+0,1550	0,2232	0,2968	0,752
10	0,52717	+0,0682	+0,2027	0,1345	0,2976	0,451
11	0,58152	+0,2057	+0,2742	0,0685	0,2995	0,228
12	0,63587	+0,3475	+0,2802	0,0673	0,2997	0,324
13	0,69022	+0,4964	+0,3816	0,1148	0,3033	0,378
14	0,74456	+0,6574	+0,7572	0,0998	0,3284	0,304
15	0,79891	+0,8379	+0,9241	0,0862	0,3462	0,249
16	0,85326	+1,0507	+1,0195	0,0312	0,3588	0,087
17	0,90761	+1,3262	+1,1447	0,1815	0,3777	0,480
18	0,96196	+1,7739	+1,6455	0,1284	0,4979	0,258

$z_{0,05}$. Rezultă că ipoteza normalității distribuției P^0_{LM} nu este infirmată de datele selecției.

În tabelele 4 a și 4 b este exemplificat modul de calcul de verificare a ipotezei normalității distribuției pentru două din conductele analizate.

Pentru o anumită temperatură T de lucru, se poate determina, astfel, pentru o anumită probabilitate de deteriorare impusă, valoarea duratei de viață rămase.

În tabelul 5 sînt calculate, spre exemplificare, valorile t pentru temperatura T=793°K, la $\sigma_0 = 98$ N/mm², pentru cinci valori ale probabilității de cedare P.

Verificarea ipotezei normalității distribuției

Tabelul 4, b

Nr. de ordine	P_i	Conducta C4D, $\sigma_0 = 98$ N/mm²				
		z_i	$z_i = \frac{P^0_{LM} - \bar{P}^0_{LM}}{S_{P^0_{LM}}}$	$\lvert \hat{z}_i - z_i \rvert$	σ_{z_i}	$\frac{\lvert \hat{z}_i - z_i \rvert}{\sigma_{z_i}}$
1	0,03431	—1,8209	—2,1068	0,2859	0,6775	0,422
2	0,08333	—1,3830	—1,0100	0,3730	0,3388	1,101
3	0,13235	—1,1155	—0,9790	0,1365	0,3350	0,407
4	0,18137	—0,9101	—0,8675	0,0426	0,3222	0,132
5	0,23039	—0,7377	—0,8303	0,0926	0,3183	0,291
6	0,27941	—0,5847	—0,7126	0,1279	0,3077	0,416
7	0,32843	—0,4444	—0,7002	0,2558	0,3066	0,834
8	0,37745	—0,3122	—0,6630	0,3508	0,3038	1,154
9	0,42647	—0,1855	—0,4709	0,2854	0,2914	0,979
10	0,47549	—0,0615	—0,1983	0,1368	0,2823	0,485
11	0,52451	+0,0615	+0,1301	0,0686	0,2811	0,244
12	0,57353	+0,1855	+0,1363	0,0492	0,2812	0,175
13	0,62255	+0,3122	+0,3594	0,0472	0,2869	0,165
14	0,67157	+0,4441	+0,7250	0,2806	0,3087	0,909
15	0,72059	+0,5847	+0,9295	0,3448	0,3290	1,048
16	0,76961	+0,7377	+1,1340	0,3963	0,3567	1,111
17	0,81863	+0,9101	+1,1464	0,2363	0,3586	0,659
18	0,86765	+1,1155	+1,2579	0,1424	0,3777	0,377
19	0,91667	+1,3830	+1,3075	0,0755	0,3873	0,195
20	0,96569	+1,8209	+1,4128	0,4081	0,4100	0,995

Observație : În aceste calcule s-a utilizat expresia dispersiei de selecție corectată, dată de relația :

$$S^2 = \frac{n}{n-1} \cdot \hat{S}^2$$

valorile $\hat{s}^2$ fiind cele din tabelul 3.

Determinarea duratei de viață rămase pe baze probabilistice

Acceptînd o anumită probabilitate de cedare P, căreia îi corespunde o anumită valoare z, se obțin, prin extrapolare, pe baza relației (6), valorile P'_{LM} centralizate în tabelul 5, pentru tensiunea $\sigma_0 = 98$ N/mm².

În continure, explicitînd timpul pînă la rupere din relația (1) se obține :

$$\log t = \frac{P^0_{LM}}{T} - C = \frac{\alpha + \beta z}{T} - C \qquad (18)$$

Problema se poate pune și invers ca pentru o anumită perioadă de prelungire a duratei de funcționare, la o temperatură și tensiune cunoscute, să se determine probabilitatea de cedare, care trebuie să fie sub o anumită valoare.

Concluzii

Lucrarea aduce o contribuție la studiul fiabilității elementelor care lucrează în condiții de fluaj, înscriindu-se în sfera unor preocupări actuale existente la noi în țară în acest domeniu [12], [13].

Metoda de prelucrare a datelor încercărilor de fluaj prezintă avantajul că permite aplicarea metodelor statistice pe un număr relativ redus de încercări efectuate la un anumit nivel de tensiune utilizînd și valorile rezultate prin încercări la nivele de tensiune apropiate, în ipoteza că parametrii distribuției nu depind în mod semnificativ de valoarea tensiunii. Ea conduce la rezultate care țin seama atît de dispersia caracteristicilor la fluaj ale materialului, cît și de aproximațiile pe care le introduce aplicarea metodelor parametrice de extrapolare.

Durata de prelungire a menținerii în exploatare a conductelor pentru diferite valori ale probabilității de cedare

Tabelul 5

P %	z	C1D		C2S		C2D		C3D		C4S		C4D	
		P^0_{LM}	t	P^0_{LM}	t	P^0_{LM}	t	P^0_{LM}	t	P^0_{LM}	t	P^0_{LM}	t
0,01	—3,719	18954	7973	18896	6737	19142	13763	19203	16430	18879	6413	19068	11102
0,05	—3,290	19062	10910	18971	8377	19201	16335	19266	19728	18975	8475	19139	13644
0,1	—3,090	19113	12652	19005	9246	19229	17718	19295	21461	19020	9658	19172	15016
0,5	—2,576	19243	18453	19094	11972	19300	21775	19370	26683	19135	13486	19257	19219
1,0	—2,326	19306	22158	19137	13565	19335	24104	19407	29709	19191	15867	19298	21649

O fundamentare a metodologiei prezentate în lucrare ar putea conduce la o reconsiderare a actualelor prescripții tehnice ISCIR [1], cu implicații economice deosebit de favorabile, precum și la aplicarea ei în alte domenii — spre exemplu aplicarea criteriilor statistice la compararea diferitelor șarje, tratamente termice etc., pentru oțeluri termorezistente.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * Prescripții tehnice pentru verificarea deformațiilor și modificărilor structurale ale conductelor și elementelor cazanelor de abur care funcționează la temperaturi ridicate C29-75, Ed. tehnică, București, 1976.

[2] *Then, Gy.:* Erömüvi gözvezetekek gyakorlata, Energia es Atomtechnika, XVIII, nr. 2—3, 1965.

[3] *Larson, F.R., Miller, J.:* A time-temperature relationship for rupture and creep stresses, Trans. ASME 74, 1952.

[4] *Constantinescu, A., Rotenstein, B., Lascu-Simion, N.:* Fluajul metalelor, Ed. tehnică, București, 1970.

[5] *Rancu, N., Tövissi, L.:* Statistica matematică cu aplicații în producție, Ed. Academiei RSR, 1963.

[6] *Weibull, W.:* Fatigue testing and analysis of rezults, Pergamon Press, Oxford, 1961

[7] *Worthing, A.G., Geffner, I.:* Prelucrarea datelor experimentale, Ed. tehnică, București, 1959.

[8] *Fabritius, H., Weber, H.:* Restlebensdauer und Werkstoffeigenschaften von langzeitig bei hehen Temperaturen betriebsbeanspruchten Bauteilen aus warmfesten ferritischen Stählen, VGB Kraftwerkstechnik 54, April, 1974.

[9] *Walser, B., Rosselet, A.:* Bestimmung der Restlebensdauer betriebsbeanspruchter Heissdampfleistungen mit Zeitsandversuchen und Gefügeuntersuchungen, Sulzer-Forschungsheft, 1978.

[10] *Bina, V., Pech, R.:* Bewertung der Restlebensdauer von Bauteilen für Dampferzeugungsanlagen, Neue Hütte, 18 Jg. Hetf 9, Sept., 1973.

[11] *Kristyak, E., Sulle, J.:* Ergebnisse von Langzeituntersuchungen an Warmfesten Rohrleitungsmaterialien in ungarischen Kraftwerken, Neue Hütte, Haft 9, 1973.

[12] *Lascu-Simion, N., Mazilu, E.:* Considerații privind corelația dintre aspectele statistice ale caracteristicilor mecanice la cald și fiabilitatea produselor, Metalurgia, 29 (1977), nr. 12.

[13] *Lascu-Simion, N., Mazilu, E.:* Considerații privind stabilirea pe baze probabilistice a caracteristicilor la cald a oțelurilor termorezistente, Sesiunea de comunicări ICEM, 7—9 sept. 1977.

[14] *Ieremiciu, T.:* Aplicarea metodelor parametrice la analiza comportării la fluaj a oțelului utilizat în conductele de abur ale unei centrale termoelectrice. Sesiunea științifică IPC-N, vol. Instalații de ardere și transmiterea căldurii și fizica corpului solid, p. 146-153, oct., 1978.

[15] *Hajdu, I., Cristuinea, C., Kovats, L., Ieremiciu, T.:* Analiza stării de tensiune din peretele unei conducte de abur viu dintr-o centrală termoelectrică de mare putere, Energetica 23 (1975), nr. 3—4.

CZ : 669.15'25—194

Sensibilitatea la fisurarea prin detensionare a oțelului slab aliat Cr-Mo-V

Dr. ing. Dragoș **CIOCLOV**, ing. Romulus **PASCU**, fiz. Nicolae **FARBAȘ** — Institutul de sudură și încercări de materiale — Timișoara

Introducere

Pentru a evalua sensibilitatea la fisurare prin detensionare a oțelurilor, au fost propuse diferite metode de încercare, fiecare dintre acestea scoțînd în evidență numai o caracteristică a fenomenului. Încercările propuse pînă acum pot fi clasificate în două categorii mari :

a) încercări mecanice, pentru indicarea unor caracteristici de material, legate de mecanismul fisurării, printre care ductilitatea la încercarea de tracțiune statică [1], [2], sau rezistența la fluaj [3] ;

b) încercări tehnologice, care simulează cît mai mult posibil condițiile din timpul su-

dării şi tratamentele termice post-sudare, precum şi tensionarea mecanică adică tensiunile reziduale [4], [5].

Prezenta lucrare se referă în special la tipul „a", rezultatele fiind obţinute în structura ZIT-ului simulat. S-au utilizat încercarea la tracţiune la cald şi încercarea la încovoiere prin şoc în domeniul temperaturilor de detensionare corelate cu analizele microstructurale şi microfractografice.

Materialul cercetat

S-a cercetat o tablă cu grosimea de 50 mm din oţel 1,3 MODV (conform AFNOR), supusă unei normalizări (900—950°C — răcire în aer) şi unei reveniri înalte (640—680°C/3h/răcire în aer).

Compoziţia chimică a oţelului este dată în tabelul 1.

Compoziţia chimică a oţelului 1,3 MODV

Tabelul 1

C	Mn	Si	P	S	Ni	Mo	Cu	Cr	V
0,15	1,40	0,31	0,014	0,014	0,65	0,42	0,20	0,20	0,09

Caracteristicile mecanice indicate de producător sînt date în tabelul 2.

Caracteristicile mecanice impuse pentru oţelul 1,3 MODV în stare normalizată şi revenită (NR)

Tabelul 2

Grosimea tablei mm	R_e N/mm²	R_m N/mm²	Z *) %	KCV la—10°C J/cm²
max. 100	600	700	min. 70	35

*) determinată de autori

Din punct de vedere structural, oţelul studiat prezintă o structură granulară fină de tip ferito-perlitic cu carburi fine de crom, molibden şi vanadiu uniform dispersate în masa de bază (figura 1).

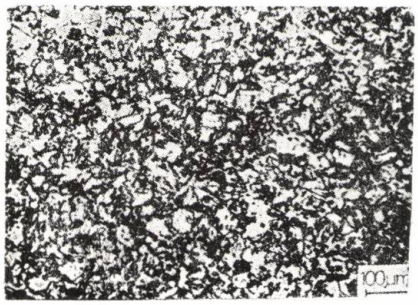


Fig. 1 Microstructura oţelului 1,3 MODV în starea normalizată şi revenită (NR) (atac nital 2%).

Sensibilitatea la fisurare prin detensionare evaluată prin compoziţia chimică în acord cu criteriul Nakamura, [4]: $\Delta G = +0{,}194 > 0$ şi criteriul Ito, [6]: $P_{SR} = 0{,}14 > 0$, are valori care atestă o pronunţată sensibilitate la fisurare prin detensionare.

Tehnica simulării ZIT-ului şi programul încercărilor

Simularea ciclurilor termice de sudare s-a efectuat pe probe prismatice avînd dimensiunile 11 x 11 x 55 mm şi pe probe cilindrice ∅ 4,5 x 60 mm, la temperaturile de austenitizare, respectiv temperaturile de vîrf T_V de 950°C, 1150°C şi 1300°C. S-a utilizat o viteză de încălzire de 100—135°C/sec, în timp ce viteza de răcire în domeniul 800—500°C a fost de 30°C/sec, ceea ce corespunde unui timp $t_{8\,5} = 10$ s. Temperaturile de vîrf au fost stabilite cu ajutorul termocuplelor în secţiunea mediană a probelor. Diagrama timp — temperatură a ciclurilor de simulare este prezentată în figura 2; [6].

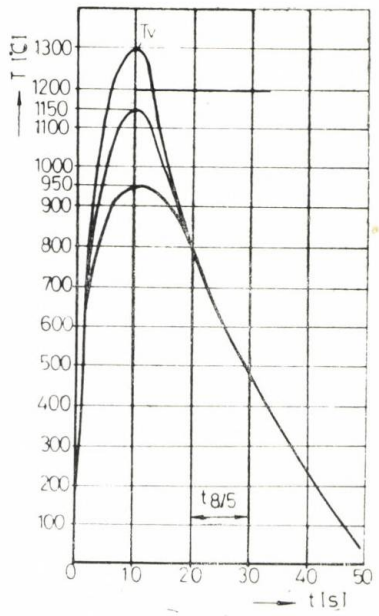


Fig. 2 Diagrama ciclurilor termice de la sudare.

S-au examinat metalografic şi s-au încercat mecanic o serie de probe în ZIT-ul simulat (*S*). Unei alte serii de probe li s-au aplicat trei variante de tratamente termice (TD) conform diagramelor prezentate în figura 3.

Analizele şi încercările efectuate pentru diferite structuri simulate sînt rezumate în tabelul 3.

Examinările metalografice

Prin încălzirea probelor la diferite temperaturi de vîrf, structura inițială ferito-perlitică se transformă într-o structură austenitică a cărei granulație crește pe măsura ridicării temperaturii de vîrf. La temperaturi de vîrf mai mari, crește conținutul de carbon și de elemente de aliere dizolvate în austenită. La răciri rapide, la simularea ciclurilor termice în ZIT, se obține o structură tipică de călire. Astfel, pentru o temperatură de vîrf $T_V = 950°C$, este caracteristică o structură mixtă bainito-sorbitică cu carburi fine de crom, molibden și vanadiu dispersate în masa de bază (figura 4, a), în timp ce pentru o temperatură de vîrf $T_V = 1150°C$ bainita formată este aciculară, iar la $T_V = 1300°C$, bainita este amestecată cu formațiuni incipiente de martensită (figura 4, b și c).

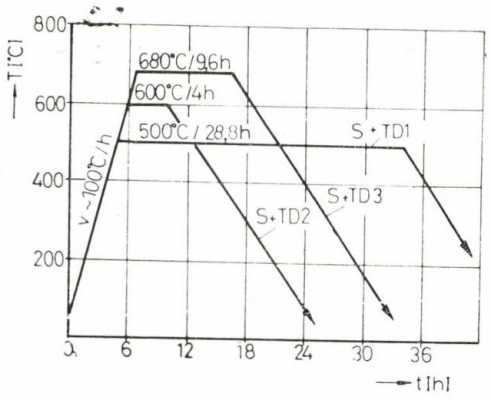


Fig. 3 Diagrama tratamentelor termice de detensionare.

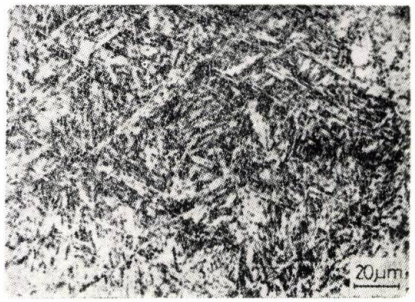


Fig. 4, b Microstructura ZIT simulat la $T_V = 1150°C$ (atac nital 2%).

La aplicarea tratamentului de detensionare, apar următoarele structuri. La temperaturile de vîrf $T_V = 950°C$ și $T_V = 1150°C$, se obține o structură perlito-sorbitică (vezi figura 5, a pentru $S + TD1$ și 6, a și b pentru $S + TD3$) și una similară cu un caracter mai difuz pentru $T_V = 1300°C$ (vezi figura 5, c și 6, c).

Analizele și încercările aplicate probelor și epruvetelor

Tabelul 3

Tipul structurii rezultate în urma simulării	Simbol	Structura + duritatea	Încercarea la încovoiere prin soc+microfractografia	Încercarea la tracțiune
ZIT-ul simulat la diferite temperaturi (950, 1150, 1300°C)	S	×	×	—
ZIT-ul simulat și tratamentul de detensionare 500°C 28,8 ore	S+*TD* 1	×	×	la temp. *TD* 1
Idem 600°C 4 ore	S+*TD* 2	×	×	la temp. *TD* 2
Idem 680°C 9,6 ore	S+*TD* 3	×	×	la temp. *TD* 3

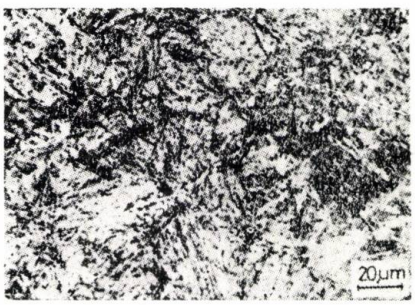


Fig. 4, a Microstructura ZIT simulat la $T_V = 950°C$ (atac nital 2%).

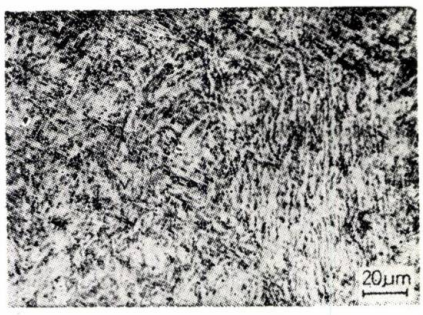


Fig. 4, c Microstructura ZIT simulat la $T_V = 1300°C$ (atac nital 2 %).

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 539.42.014

Чоклов, Д. : **Аспекты вероятности в области механики разрыва материалов.**

Представлены основные концепты анализа надежности приложенная в контексте методов механики разрыва материалов. Исходя одновременно от анариза так распределения коэффициента интенсивности напряжения K, как и вязкости материала K_{ic}, развиты расчетные соотношения вероятности разярушения применительно к сингулярно-нагруженным элементам сопротивления. Приведено объяснение вероятности разрыва в завитимости от расположения по размеру дефектов.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 4 рис., 8 лит.

ДК : 621.311.22

Иеремичу, Т. : **Применение статистических методов в анализе проведения при ползучести стали, использованной для паропроводов термоэлектрических станций.**

Представлена методология определения продолжител:ности выдержки, с которой возможно растягивать срок службы в эксплуатации паропроводов, в условиях даданной вероятности разрушения, на основе статистичской абработки результатов, полученных при испытании на разрыв по ползучести образцов, вырезанных из стенок данных паропроводов, применен параметрический метод экстраполяции Ларсон-Миллера. Приведенная методология, на примере шести паропроводов может привести с благоприятными экономическими эффоктами к перерассмотрению действующих нормативов.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 6 таб., 15 лит.

ДК : 669.15'25—194

Чоклов, Д., Паску, Р., Фарбаш, Н. : **Чувствительность к трещинообразованию при снятии напряжений низколигированной стали CrMoV.**

Чувствительность к трещинообразованию при снятии напряжений низколегированной стали CrMoV оценена микроструктурными и фракографическими анализами и испытаниями на растяжение при повышенных температурах, характерных термообработке при снятии напряжений. Испытания абразцов споцифичны симуляции термических циклов, характеризующие зону термического влияния соединений. Указано, что термообработку при снятии напряжений на относительно высоких температурах (680° С), но при очень коротких длитель-ностях времени, можно применять без влияния структурных и механических характеристик, связаных с трещинообразованием при снятии напряжений. Исследовалать корреляция межзу энергией разрушения при испытаниях на ударный изгиб и параметром Ларсон-Миллера, выражающий комбинирующий эффект температуры и длительности термообработки.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 22 рис., 3 таб., 6 лит.

ДК : 621.791.793 : 669.16

Патон, Б., Е., Жедовар, Б. И., Андреев, В., и Козик, В., В., : **Электрошлаковая сварка стлей с неограниченным содержнием углерода.**

Изложены некоторые вопросы электрошлаковой сварки с досыпкой кусковых материалов (ЭШС КПМ) высокоуглеродистых легированных сталей крупнотонажных заготовок валков прокатных станов и др. изделий, приведены результаты исследований свойств сварных соединений.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 11 рис., 3 тнб., 3 лит.

ДК :621.791 : 338.062.214 : 621-52

Морариу, Шт., Дехелеан, Д., Субу, Т., Чоарэ, П., Паску, Михаела : **Современные технологии сварки и восстановления деталей.**

Изложены механизированные технологии сварки и восстановления деталей использованием широко применимых и неконвенциональных способов. Принимая во внимание конкретные внедрения для некоторых продуктов серийного производства анализируются материалы, которые имеются ввиду при разработке технологий, сварные соединения, рекомендуются режимы сварки, а также указываются сварочные оборудования, использованные для их применения в промышленности. Имея ввиду преимущества механизации и автоматизации сварочных процессов, в конце работы приведены технико-экономические оценки предлоенных технологий.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 9 рис., 12 таб., 8 лит.

ДК : 621.78 : 621.039 : 620.172/.178.1

Сала, Ф., Лекка, Г., Рэдуш, А. : **О целесообразности применения термической обработки отпуска для сварных соединений труб на трубной пластинке.**

В работе изучают целесообразность проведения термической обработки отпуска сварных соединений труб на трубных пластинках изготовленных из стали 1 Св — 0,5 Мо. Сварки исполняли неплавляющим электродом. Исследовательная программа состояла из испытаний на растяжение и измерений твердости.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 7 рит., 2 таб., 6 лит.

ДК :621.791.7

Жони, Н. : **Соображения по определению параметров при сварке неплавящимся электродом в среде защитного инертного газа применением пульсирующего тока.**

Работа отнотится к принципам, на которых основано определение технологических режимов для применения способов сварки неплавящимся электродом в среде защитного инертного газа (ВИГ, плзма), когда вместо стационарного тока применяется пульсирующий ток. Установлены корреляции между параметрами и представлен алгорифм для определения оптимальных значений различных технологических параметров.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 4 рис., 1 таб., 6 лит.

ДК : 621.791 : 669.18

Селмереану, Х., Фарбаш, Н., Паску, Р. : **Виды технологии сварки нержавеющих сталей с 12....14% Cr, употребленных в химической и энергетической промышленностях**

В работе представлены резльтаты исследований по установлению технологии сварки нержавеющей мартенситной стали с 12,87% Cr и 0,11% C. Экспериментально определяются температура подогрева различно для этих двух присадочных материалов, сварочные параметры и термообработка после сварки. В качестве присадочного мнтериала рекомендуется электроды румынского производства типа ELCr 12 для однородных соединений и типа Cr 25 Ni 20 B для разнородных соединений. Термообработка после сварки установлена методом симуляции термических циклов, употребляя симулятор термических циклов LS1402 относится к выполнению высокого отпуска 750° C (120 мин.) воздух, который достаточно гомогенизирует соединение выполнено электродом ELCr 12. Сварка, выполнена аустенитным электродом Cr25Ni20B, не подвергается обработке, поскольку она привела бы к охрупчиванию наплавленного металла. Указывают область применения каждого типа соединения.

Constructia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 14 рис., 4 таб., 4 лит.

CZ : 621.791.927.93:669.018.25

Subu, T., Prelipceanu, E., Panaitescu, R.: **Tehnologie de încărcare automată sub flux a suprafeţelor de etanşare a sertarelor pană de la armături industriale.**

Lucrarea cuprinde rezultatele cercetărilor şi experimentărilor efectuate la ISIM Timişoara, care au stat la baza elaborării materialelor pentru sudare (cuplu sîrmă — flux ceramic) şi a tehnologiei de încărcare automată sub flux a elementelor de obturare (sertare pană) de la armături industriale. Prin aplicarea acestei tehnologii se realizează o creştere a productivităţii muncii datorită mecanizării încărcării şi economisirea unor fonduri valutare prin renunţarea la importul de electrozi de încărcare.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 3 fig., 11 tab., 5 ref.

CD : 621.791

Arjoca, I.: **Aplicaţii ale sudării prin frecare în construcţia de maşini.**

Se prezintă avantajele procedeului de sudare prin frecare cu patru exemple concrete de tehnologii aplicate în industria constructoare de maşini : sudarea sculelor aşchietoare, sudarea rolelor de benzi rulante, sudarea rotoarelor de turbină şi sudarea axelor planetare.

Construcţia de maşini, 32 (1908), nr. 7—8, 5 fig., 3 tab., 5 ref.

CZ : 621.791.763

Ţenchea, P., Flueraş, D.: **Analiza complianţei maşinilor de sudat în puncte, în relief sau în linie.**

Se prezintă principalele mărimi şi valori care definesc complianţa maşinilor de sudat electric prin presiune în puncte, în relief sau în linie şi metodele de determinare a acestora. Se evidenţiază măsurile constructive ce se impun pentru îmbunătăţirea complianţei şi reducerea defectelor geometrice de contact.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 10 fig., 1 tab., 8 ref.

CZ : 669.112.228.1:669.14

Arghiriade, I., Soflete, L.: **Aparat magnetic pentru determinarea conţinutului de ferită din oţelurile austenitice, metodologia de obţinere a etaloanelor primare.**

După trecerea în revistă a problemelor ridicate de determinarea conţinutului de ferită din oţelurile austenitice, se prezintă soluţia adoptată la construirea aparatului feritscop FER — 1 În continuare se insistă asupra metodologiei de obţinere a etaloanelor de conţinut de ferită. Etaloanele sînt pastile de oţel austenitic supuse unor selecţionări riguroase. Conţinutul de ferită care li se atribuie se stabileşte metalografic şi se corectează după o tehnică asemănătoare utilizării etaloanelor multiple.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 1 fig., 3 ref.

CZ : 621.791.03.004.2

Flueraş, D., Ieremiciu, T.: **Fiabilitatea previzională a utilajelor pentru sudare.**

Lucrarea cuprinde o sinteză a preocupărilor existente în cadrul institutului privind previzionarea indicatorilor de fiabilitate în faza de proiectare, pentru utilajele de sudare. Ca exemplificare se prezintă analizele efectuate pe trei utilaje (maşină de sudat electric prin presiune în puncte, cap de sudare MIG—MAG şi reductor de presiune pentru oxigen), pe baza datelor existente în literatura de specialitate, estimîndu-se în final media timpului de bună funcţionare între două defectări succesive (MTBF) pentru valorile uzuale ale funcţiei de fiabilitate.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 1 fig., 2 tab., 8 ref.

DC : 621.791.763

Ţenchea, P., Flueraş, D.: **Analysis of compliance of the spot, projection and seam welding machines.**

The main magnitudes and values which define the compliance of the spot, projection and seam welding machines as well as the methods of their determination are presented. The design measures which are to be taken for improving the compliance, and reducing the geometrical contact faults are underlined.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 10 fig., 1 tab., 8 ref.

DC : 669.112.228.1:669.14

Arghiriade, I., Soflete, L.: **Magnetic device for measuring the ferrite content of austenitic steels. Procedure for providing standards.**

Subsequent to a survey of the general problems regarding the determination of the ferrite content of austenitic steels, the construction of the device Feritscop FER-1 is described.

The procedure for providing standards is discussed. The ferrite content attributed to the standards is determined by metallographic analysis, where after corrections are applied based on a technique similar to strat of the multiple standards.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 1 fig., 3 ref.

DC : 621.791.03.004.2

Flueraş, D., Ieremiciu, T.: **Previsional reliability of welding equipment.**

The work comprises a synthesis of the present preoccupations within the institute, concerning the reliability indicators at the designing stage for the welding equipment. As an illustration, the analyses done on three types of equipment are presented (electric pressure sport welding machine ; MIG-MAG welding head and oxygen pressure regulator) on the basis of the data available in the field literature, finally evaluating the mean functioning time between two failures (MTBF), for the usual values of the reliability function.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 1 fig., 2 tab., 8 ref.

DC : 621.791:338.062.214:621—52

Morariu, S., Dehelean, D., Subu, T., Cioară, P., Pascu, Mihaela : **Modern welding and reconditioning technologies of pieces.**

The work presents mechanized welding and reconditioning technologies of pieces done by means of widely used processes as well as by unconventional ones.

Following concrete applications of some products of current fabrication, materials for the development of technologies, joints to be welded and welding conditions are analyzed and the equipment being used to apply these conditions in the manufacturing process is indicated.

Taking into account the advantage of the mechanizing and the automating of the welding operations, the final part of the work contains evaluations concerning the economic efficiency of the recommended technologies.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 9 fig., 12 tab., 8 ref.

CD : 621.791.927.93:669.018.25

Subu, T., Prelipceanu, E., Panaitescu, R.: **Technologie de rechargement automatique sous flux des surfaces d'étanchement des vannes des armatures industrielles.**

On présente les résultats des recherches et des expérimentations effectuées à ISIM Timişoara, qui ont constitué le fondement de l'élaboration des matériaux d'apport (couple fil — flux céramique) et de la technologie de rechargement automatique sous flux des éléments d'obturation (vannes) des armatures industrielles. Par l'utilisation de cette technologie, on réalise une augmentation de la productivité du travail, grâce à la mécanisation du rechargement et aussi une économie de devises étrangères, en renonçant à l'importation des électrodes de rechargement.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 3 fig., 11 tab., 5 ref.

CZ : 621.791

Arjocea, I.: **Applications du soudage par friction dans la construction de machines.**

On présente les avantages du procédé de soudage par friction en donnent quatre exemples concrets appliqués dans l'industrie des constructions de machines, à savoir: le soudage d'outils pour les machines-outils, le soudage des galets pour les ligues transportenrs, le soudage des rotors des turbines et le soudage des axes planétaires.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 5 fig., 3 tab., 5 ref.

CD : 621.791.763

Tenchea, P., Flueraş, D.: **L'analyse de la compliance des machines à souder par points, par bossages ou à la molette.**

On présente les principales grandeurs et valeurs qui définissent la compliance des machines à souder par résistance, par points, par bossages ou à la molette et les méthodes d'essai pour leur détermination. On met en évidence les mesures de construction imposées pour améliorer la compliance et pour réduire les défauts de contact.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 10 fig., 1 tab., 8 ref.

CD : 669.112.228.1 : 669.14

Arghiriade, I., Soflete, L.: **Appareil magnétique pour déterminer la teneur en ferrite des aciers austénitiques. Méthodologie pour l'etablissement des pièces d'étalonnage.**

Après avoir passé en revue les problèmes posées pour mesurer la teneur en ferrite des aciers austénitiques, on présente la solution adopteé dans la construction de l'appareil Feritscop FER — 1. Ensuite, on insiste sur la méthodologie de réalisation des étalons de teneur en ferrite. Les étalons sont des pièces d'acier austénitique, soumises à des séléctions rigureuses. Les teneurs en ferrite qu'on les atribue sont déterminées par une méthode métallograhique et corrigées suivant une technique semblable à l'utilisation des étalons multiples.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 1 fig., 3 ref.

CD : 621.791.03.004.2

Flueraş, D., Ieremiciu, T.: **La prévision de la fiabilité du matériel de soudage.**

On présente une synthèse des préoccupations existantes dans l'Institut pour prévoir les indicateurs de fiabilité dans la phase de conception du matériel de soudage. Comme exemples, on présente les analyses effectuées pour trois outillages (machine à souder par résistance par points, tête de soudage MIG MAG et détendeur pour oxygène). En se basant sur les données existantes dans la littérature de spécialité, on évalue la moyenne du temps de bon fonctionnement entre deux défaillances successives pour les valeurs usuelles de la fonction de fiabilité.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 7—8, 1 fig., 2 tab., 8 ref.

DK : 621.791.927.93:669.018.25

Subu, T., Prelipceanu, E., Panaitescu, R.: **Automatische up-auftragschwe ssung der Verschlusschieber-dichtungsflächen für industriearmaturen.**

Es werden die Ergebnisse der Forschungs — und Versuchsarbeiten welche im ISIM Timişoara durchgeführt wurden, aufgezählt. Sie dienten als Grundlage zur Ausarbeitung der Zusatzwerkstoffe (Draht — Schweisspulver) und der Technologie für automatisches UP — Auftragschweissen der Verschlusselemente einiger Industriearmaturen. Durch Anwendung dieser Technologie wird die Arbeitsproduktivität durch Mechanisierung des Auftragens gesteigert und eine Valutaeinsparung durch Verzichten auf den Elektrodenimport erzielt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 3 Bild., 11 Taf., 5 Lit.

DK : 621.791

Arjoca, I.: **Anwendungen des reibschweissen im maschinenbau.**

Es werden die Vorteile des Reibschweissverfahrens im Maschinenbau anhand 4 Beispielen angeführt, Schweissen von Bearbeitungswerkzeuge, Schweissen von Rollen, Schweissen von Turbinenrotoren und Schweissen von Planetaraxen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 5 Bild., 3 Taf., 5 Lit.

DK : 621.791.763

Tenchea, P., Flueraş, D.: **Die analyse der nachgiebigkeit von punkt —, buckel — und nahtschweissmaschinen.**

Es werden die bedeutendsten Grössen und Werte, die die Nachgiebigkeit von Punkt —, Buckel — und Nahtschweissmaschinen definieren, und deren Bestimmungsmethoden vorgestellt. Die konstruktiven Massnahmen, die für die Verbesserung der Nachgiebigkeit und die Verringerung der geometrischen Kontaktfehler notwendig sind, werden hervorgehoben.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 10 Bild., 1 Taf., 8 Lit.

DK : 669.112.228.1 : 669.14

Arghiriade, I., Soflete, L.: **Magnetisches gerät zur bestimmung des ferritgehaltes in austenitischen stählen. Verfahren zur herstellung der primären eichkörper.**

Ausgehend von der allgemeinen Problemstellung bei der Bestimmung des Ferritgehaltes in austenitischen Stählen wird die Konstruktion des Gerätes Feritscop FER — 1 beschrieben. Das Verfahren zur Herstellung der primären Eichkörper wird eingehend erörtert. Der jeweilige Ferritgehalt wird metallographisch bestimmt und anhand einer mit der Verwendung vielfacher Eichkörper verbundenen Methode korrigiert.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 1 Bild., 3 Lit.

DK : 621.791.03.004.2

Flueraş, D., Ieremiciu, T.: **Betriebszuverlässigkeitsvorhersage für schweissgeräte.**

Es wird ein allgemeiner Überblick gegeben über die im Institut laufenden Untersuchungen betreffend die in der Entwurfsphase mögliche Vorhersage der Betriebszuverlässigkeitsparameter von Schweissgeräten. Aufgrund der in der Fachliteratur angeführten Angaben wird die Zuverlässigkeitsanalyse für einige konkrete Fälle — Widerstandspunktschweissgerät, MIG-MAG Schweisskopf und Sauerstoffdruckminderer — veranschaulicht und abschliessend der jeweilige mittlere Ausfallabstand (MTBF) für übliche Werte der Zuverlässigkeitsfunktion ermittelt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 7—8, 1 Bild., 2 Taf., 8 Lit.

ДК : 621.791.927.93 : 669.018.25

Субу, Т., Прелипчеану, Е., Панаитеску, Р.: **Технология автоматической наплавки под флюсом уплотнительных поверхностей ящиков шпонка у промышленных арматур.**

Работа содержает результаты исследований и опытов, осуществяемых в ИСИМ Тимишоара, и стоящих на основе разработки присадочных материалов (пара проволока — керамический флюс) и технологии автоматической наплавки под флюсом уплотнительных элементов (ящик-шпонка) промышленных арматур. При применении этой технологии осуществляется рост производительности труда брагодоря механизации наплавки и экономичности валютных фондов, отказываясь от импорта наплавочных электродов.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 3 рис., 11 таб., 5 лит.

ДК2 : 621.791

Аржока, И.: **Применения сварки трением в машиностроении.**

Представлены преимущества способа сварки трением с четырмя примерами конкретных технологий, примененных в машиностроении: сварка режущих инструментов, сварка рольгангов, сварка турбиных роторов и сварка планетарных осьей.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 5 рис., 3 таб., 5 лит.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3

ATTENTION !

Les lectures étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

ДК :621.791.763

Ценкеа, П., Флуераш, Д.: **Анализ жесткости машин для точечной, рельефной или шавной сварки.**

Представлены главные величины и значения, определяющие жескость машин для электрической контактной точечной, рельефной или шовной сварки и методы их определения. Выявлены конструктивные меры предъявляемые для улучшения жесткости и уменьшения геометрических контактных дефектов.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 10 рис., 1 таб., 15 лит.

ДК :669.112.228.1.669.14

Аргириаде, И., Шофлете, Л.: **Магнетический прибор для определения ферритной фазы в аустенитных сталях. Методика получения исходных эталлонов.**

Сделан обзор вопросов, вызванных определением ферритной фазы в аустенитных сталях и приведено принятое решение при изготовлении прибора Ферритскоп ФЕР-1. Затем в работе настаивают на методику получения эталоннов феритной фазы. Эталоннами являются таблетки аустенитной стали, подчиненные строгому выбору. Приписываемое им содержание ферриты определятся металлографически и исправляется согласно одинаковой технике использования многократных эталлонов.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 1 рис., 3 лит.

ДК : 621.791.02.004.2

Флуераш, Д., Иеремичу, Т: **Предвиденная надежность сварочного оборудования.**

Работа содержает синтез существующих занятий в ИСИМ по предвидении показателей долговечности на этапе проектирования сварочного оборудования. Как пример, представляются осуществляемые анализы на трое оборудование (контактная точечная машина, сварочная головка МИГ-МАГ и кислородный редуктор дивления) на основе существующих данных в литературе по специальности, оцениваясь в конце средняя воличина времени работы между двумя последовательными неисправностями для общеупотребительных величин фунции надежности.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 7-8, 1 рис., 2 таб., 8 лит.

ACHTUNG !

Ausländische Leser Können sich durch ILEXIM — Serviciul export-import presă, P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели инностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137. Telex 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

Dacă se mărește temperatura de detensionare, structura perlito-sorbitică tinde să aibe o granulație mai mare după cum se poate vedea comparativ din figurile 5, a și 5, b, precum și din figurile 6, a și 6 b.

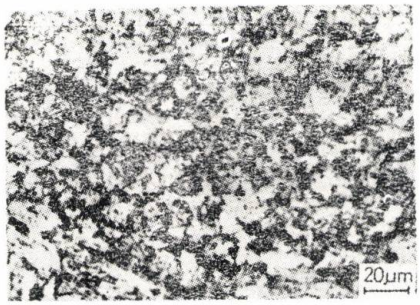


Fig. 5, a Microstructura ZIT simulat la T_V =950°C și $TD1$ = 500°C (atac nital 2%).

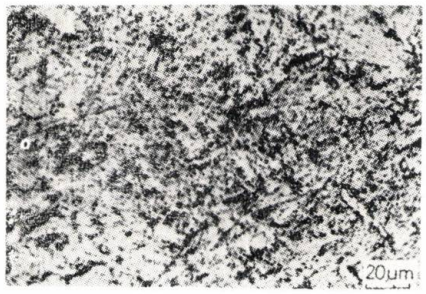


Fig. 5, b Microstructura Z T simulat la T_V =1150°C și TD 1 = 500°C (atac nital 2%).

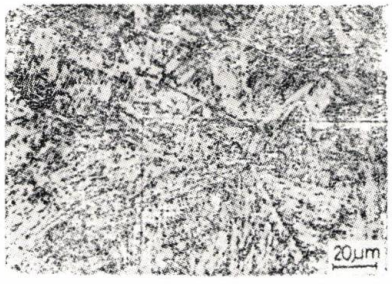


Fig. 5, c Microstructura ZIT simulat la T_V =1300°C și $TD1$ = 500°C (atac nital 2%).

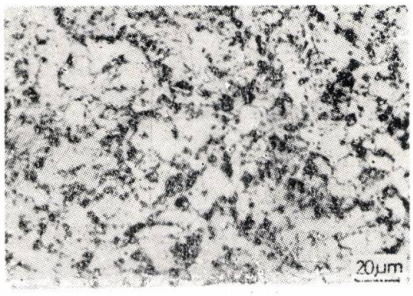


Fig. 6, a Microstructura ZIT simulat la T_V = 950°C și $TD3$ = 680°C (atac nital 2%).

Este interesant de remarcat că, T_V = = 1300°C, structura bainitică aciculară se menține chiar și după tratamentul $TD1$ (la 500°C) și numai la tratamentul $TD3$ poate fi pusă în evidență o structură perlito-sorbitică cu o granulație fină (figura 6, c).

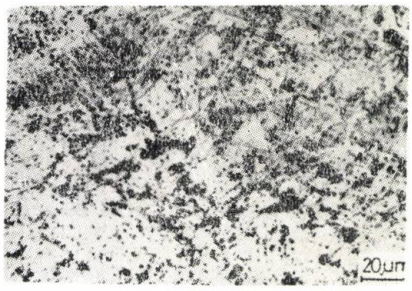


Fig. 6, b Microstructura ZIT simulat la T_V =1150°C și $TD3$ = 680°C (atac nital 2%).

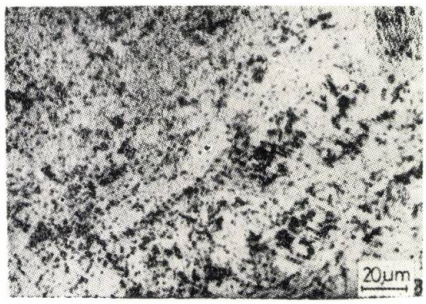


Fig. 6, c Microstructura ZIT simulat la T_V =1350°C și $TD3$ = 680°C (atac nital 2%).

Măsurările de duritate în lungul axei longitudinale a probelor prismatice simulate relevă valori maxime în jur de 400 HV5 pentru T_V = 1150°C și T_V =1300°C (puțin mai mari în ultimul caz — vezi figurile 7, b și c), corelate cu o structură bainito-martensitică. Pentru T_V =950°C duritatea maximă a fost de 365 HV5 (fig. 7, a) corelată, de asemenea, cu structura mixtă bainito-sorbitică.

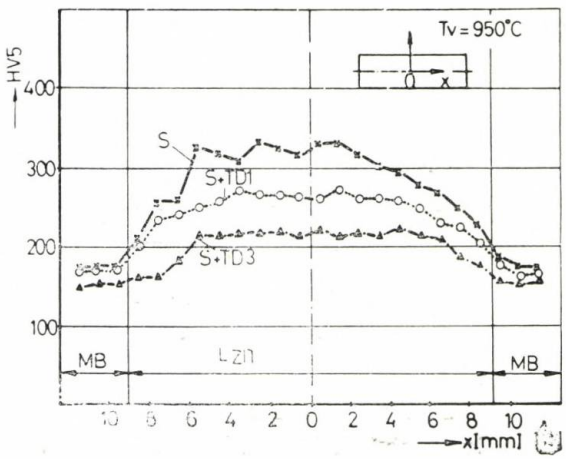


Fig. 7, a Variația durității $HV5$ funcție de distanță la T_V =950°C.

După aplicarea tratamentului de detensionare, a fost pusă în evidență o scădere clară a durității în special pentru varianta $S+TD3$, cînd s-a obținut o duritate de numai 60% față de cea obținută în condițiile S.

Încercarea de încovoiere prin șoc și analize microfractografice

Încercarea la încovoiere prin șoc s-a făcut pe probe Charpy — V simulate atît în condițiile S cît și $S + TD$ (vezi tabelul 3). Rezultatele încercărilor la încovoiere prin șoc atestă un efect benefic al tratamentului TD la 500°C și 680°C și o scădere a valorilor astfel încît nu s-au obținut efectele scontate ale transformărilor structurale la revenire înaltă.

S-a încercat să se coreleze valorile energiei de rupere KV, cu un parametru empiric

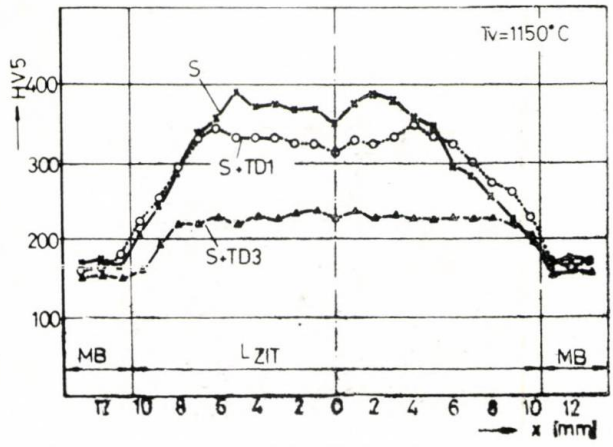


Fig. 7, b Variația durității $HV5$ funcție de distanță la T_V =1150°C.

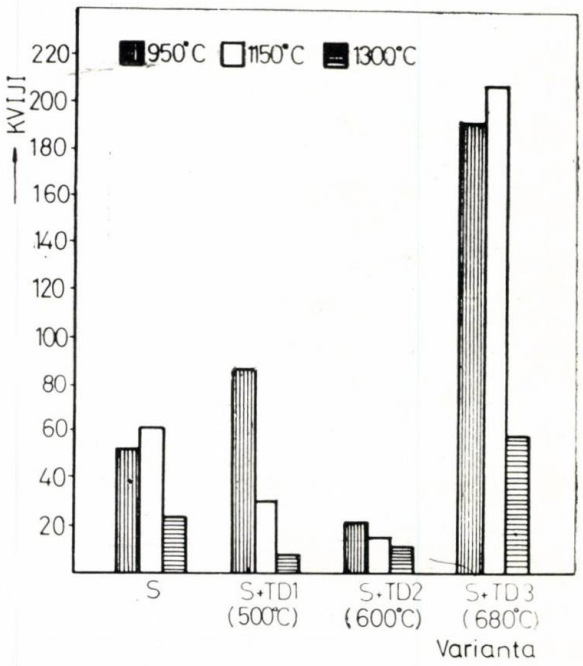


Fig. 8 Dependența energiei de rupere KV de variantele studiate.

conținînd un efect conjugat temperatură — timp și anume parametrul Larson-Miller,

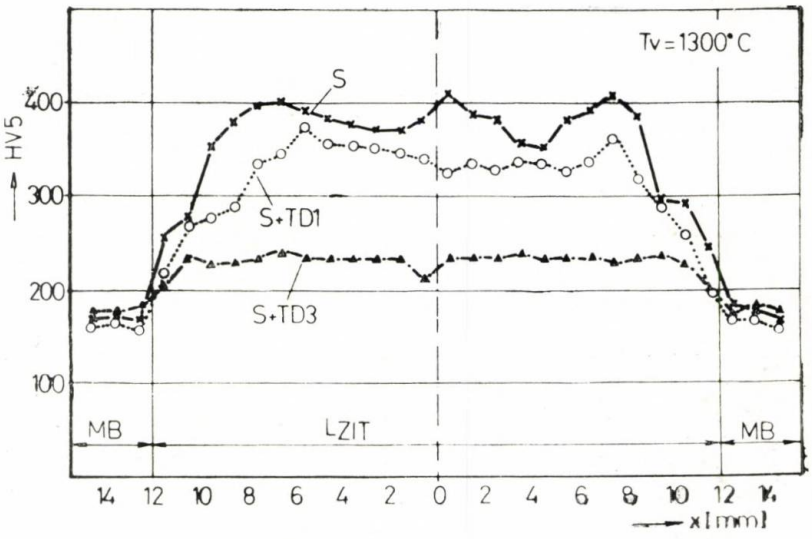


Fig. 7, c Variația durității $HV5$ funcție de distanță la T_V =1300°C.

pentru tratamentul TD la 600°C (vezi fig. 8). Aceasta poate fi atribuită faptului că tratamentul TD la 600°C a fost de scurtă durată, $P = T(C+lgt)$ unde T este temperatura absolută în °K, t este timpul în ore la temperatura T și C este o constantă cu valoarea 20, [7].

Parametrul P s-a dovedit a fi util la corelarea comportării la fluaj, în timpul deformării în domeniul temperaturii tratamentelor termice *TD*. Corelarea *kV-P* este ilustrată de figura 9.

Aceeaşi scădere a energiei de rupere *KV* la 600°C se obţine şi pentru temperaturi de vîrf de 950°. Pentru temperaturi de vîrf de 1300°C

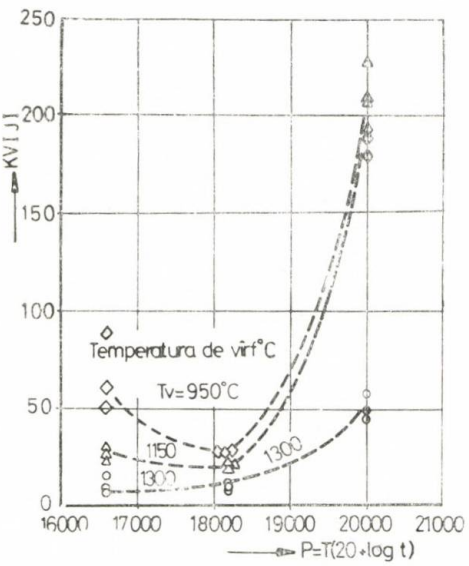


Fig 9 Variaţia energiei de rupere *KV* funcţie de parametrul Larson — Miller.

deşi energia de rupere *KV* se micşorează, datorită creşterii grăunţilor de austenită, se obţine o creştere monotonă a energiei de rupere *KV* dacă se aplică din nou un tratament *TD*, tendinţă ce se poate justifica printr-o dizolvare mai pronunţată a carbonului şi a elementului de aliere.

Examinările microfractografice pe replici de carbon s-au făcut pe probe Charpy V rupte. Probele *S* rupte fără tratament *TD* prezintă aspecte caracteristice ruperii fragile (fig. 10, a).

Fig. 10, a Microfractografia probei *S* la T_V =1300°C.

Printr-o detensionare la 500°C, aspectul de rupere fragilă se păstrează, însă decoeziunea este mai pronunţată (fig. 10, b).

La detensionarea la 680°C suprafeţele de rupere sînt ductile (fig. 10, c).

Fig. 10, b Microfractografia probei *S+TD* 1 la T_V = =1300°C.

Fig. 10, c Microfractografia probei *S+TD* 3 la T_V = =1300°C.

Aceasta se corelează cu valorile ridicate ale energiei de rupere (fig. 8).

Încercarea la tracţiune la cald

Încercarea s-a făcut pe epruvete cilindrice ∅ 4,5 x 60 mm, simulate la trei temperaturi de vîrf : 950, 1150 şi 1300°C. Probele au fost încălzite la temperaturile de detensionare (500, 600 şi 680°C). La atingerea temperaturii de încercare, epruvetele au fost tracţionate cu o viteză de 0,5 mm/min şi timpul de rupere a fost 600 secunde. În urma încercărilor, s-au determinat rezistenţa de rupere R_m şi gîtuirea Z.

În prezent se acceptă că ductilitatea scăzută este strîns corelată cu sensibilitatea la fisurare prin detensionare, [1]. O valoare a gîtuirii Z de 20% — ca o măsură a ductilităţii — s-a dovedit a fi o limită neprimejdioasă sub care tendinţa la fisurare prin detensionare în ZIT este mult diminuată.

În figura 11 este arătată variaţia gîtuirii Z funcţie de temperatura *TD*.

Se remarcă faptul că, indiferent de temperatura de vîrf la 600°C (temperatură caracteristică pentru *TD*2), s-a obţinut o ductilitate mică (sub 20%), această constatare corelîndu-se cu valorile energiilor de rupere *KV*

prezentate anterior. Pentru temperaturi de vîrf de 1300°C s-a obținut o gîtuire mică (~ 18%), dezvăluind un pericol potențial de fisurare la reîncălzire.

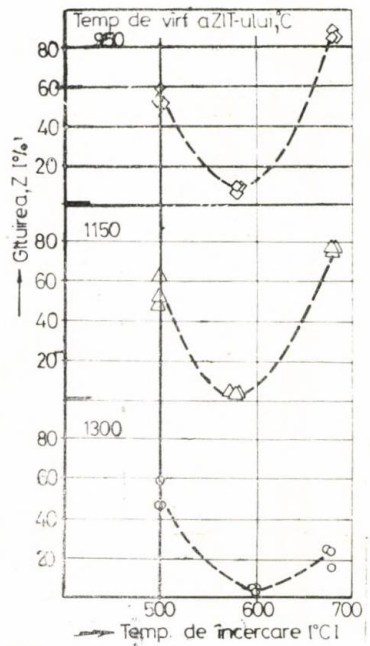


Fig. 11 Variația gîtuirii Z funcție de temperatura de încercare (detensionare).

Variația rezistenței de rupere R_m în funcție de temperatura de vîrf T_V este ilustrată în figura 12, observîndu-se o ușoară tendință de scădere pentru temperaturi de vîrf în jur de 1200°C.

Concluzii

Prin simularea ciclurilor termice la temperaturi de vîrf cuprinse în domeniul 950—1300°C, urmate de tratamente ulterioare de detensionare, s-a obținut o structură tipică ZIT-ului pentru examinarea microstructurii și caracteristicilor mecanice, corelate strîns cu tendința de fisurare la reîncălzire.

S-a dovedit din punct de vedere microstructural, că, indiferent de temperatura de vîrf, tratamentul de detensionare la 680°C cu o durată scurtă (9,6 ore) conduce la structuri de revenire mai puțin dure, decît un tratament de detensionare la 500°C cu o durată mult mai mare (28,8 ore). De asemenea, unele caracteristici mecanice ca gîtuirea la temperatura de detensionare,sau energia de rupere KV la temperatura camerei atestă valori care pot fi considerate optime pentru tratamentul TD la 680°C, aplicat structurii ZIT-ului simulat.

S-a încercat o nouă corelare între valorile energiilor de rupere KV obținute pe probe supuse la diferite tratamente de detensionare și parametrul Larson-Miller cuprinzînd efectul combinat al temperaturii și al duratei tratamentului termic.

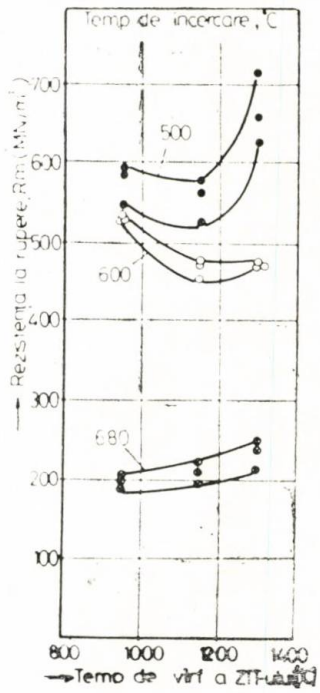


Fig. 12 Variația rezistenței de rupere R_m funcție de temperatura de vîrf, T_V a ZIT.

Se apreciază că o astfel de corelație este utilă la descrierea influenței comune a temperaturii și a timpului asupra oricărei caracteristici de rupere referitoare la tratamentul termic de detensionare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Dhooge, A., Dalby, R. E., Sebile, I., Steinmetz, R., Vinkier, A. G.:* A review of work releted to reheat cracking in nuclear reactor pressure vessel steels. Doc. IIW IX 1137—79.

[2] *Hrelescu, M., Safta, V., Pascu, R., Moise, T.:* Investigations on the susceptibility to stress relief cracking on the 22 Ni Mo Cr 37 steel. Doc. IIW — —IX — 1092 — 1978.

[3] *Cioclov, D., Bozu, P.:* On the welds reheat cracking assessment through technological and short — time creep tests. Third international Conference on Welding in Nucear Engineering, Hamburg, Nov., 1978.

[4] *Nakamura, H., Naiki, T., Okaboyashi, H.:* Sress relief cracking in heat affected zone. Doc. IIW — IX 648 — 1969.

[5] *Ito, Y., Nakanishi, M.:* Study on stress relief cracking in welded low carbon steels. Doc. IIW — X — 668 — 1972.

[6] *Pascu, R., Farbas, N., Kurtag, A.:* Simularea ciclurilor termice la sudarea oțelului 1,3 MODV. In: Construcția de Mașini, vol. 30, nr. 9, 1978, pag. 464—470.

CZU: 621.791.793'669.16

Sudarea în baie de zgură a oțelurilor cu conținut nelimitat de carbon

B.E. PATON, B.I. MEDOVAR, V. ANDREEV, V.V. KOZIC — Institutul de sudură electrică „E.O. Paton" al Academiei de științe a RSSU Kiev

Multe piese masive (de exemplu, valțuri de laminare), exploatate în condiții complexe de solicitări mecanice și termice, sînt fabricate din oțeluri cu conținut ridicat de carbon (0,5 — 1,2%) aliate cu nichel (1 — 1,5%), crom (3 — 4%), molibden, vanadiu și alte elemente. Aceste oțeluri, în special în cazul piselor cu secțiuni mari, se consideră — practic — nesudabile.

La sudarea clasică, în baie de zgură, a acestor oțeluri, se formează fisuri la cald și la rece. În scopul evitării fisurilor la cald, se folosesc — de obicei — electrozi pentru sudare cu conținut de carbon mai redus decît în metalul de bază și unele elemente de aliere. În cazul sudurilor din zona de lucru a suprafeței piesei, de exemplu la valțurile convexe, această tehnologie nu se poate aplica, deoarece nu se poate asigura omogenitatea proprietăților mecanice ale metalului valțului convex și sudurile nu vor avea aceeași rezistență ca și metalul de bază.

În vederea preîntîmpinării formării fisurilor la rece, se folosește preîncălzirea și postîncălzirea părților supuse îmbinării, la temperaturi ridicate (350—500°C). Această operație costă destul de mult, necesită echipamente complexe, timp îndelungat și creează dificultăți pentru personalul de lucru.

La sudarea în baie de zgură nu este necesar să se recurgă la surse exterioare pentru încălzirea la temperaturi necesare a marginilor supuse sudurii [1]. Particularitatea acestui procedeu constă în faptul că pentru acest scop se utilizează cu succes o baie de zgură încălzită cu ajutorul unui cuptor electric. Cercetările noastre au demonstrat, că procedeul cel mai simplu și, totodată, cel mai eficient pentru rezolvarea acestei probleme constă în mărirea corespunzătoare a volumului băii de zgură, pe seama lărgirii rostului de sudare. Dacă la sudarea în baie de zgură folosind procedeul clasic rostul se măsoară în zeci de milimetri, la sudarea în baie de zgură după noua tehnologie rostul atinge sute de milimetri.

Ca urmare a cercetărilor efectuate, Institutul de sudură electrică „E.O. Paton" a elaborat un procedeu nou de sudare în baie de zgură a pieselor cu secțiuni mari din oțeluri aliate cu conținut nelimitat de carbon [2, 3]. Sudarea în baie de zgură după noul procedeu se realizează cu electrozi fixați în rostul de sudare, cu introducerea în zona de sudare a unor materiale de adaos, sub formă de amestecuri de pulberi, pulberi granulare, bucăți de fier, picături metalizate și alte particule.

Instalația de sudare este simplă și nu necesită mecanisme pentru avansul electrozilor, care în funcție de dimensiunea secțiunii de sudat pot avea o masă de cîteva tone. În componența echipamentului de sudare intră sursa de alimentare (transformator), circuitul de forță care unește transformatorul cu electrozii, cîteva mecanisme simple pentru avansul materialelor de adaos, dispozitivul pentru sudare și o platformă pentru fixarea electrozilor.

Noul procedeu de sudare se poate aplica cu ușurință, folosind echipamente de sudare existente, care dispun de surse de alimentare cu caracteristici electrotehnice adecvate pentru sudarea în baie de zgură.

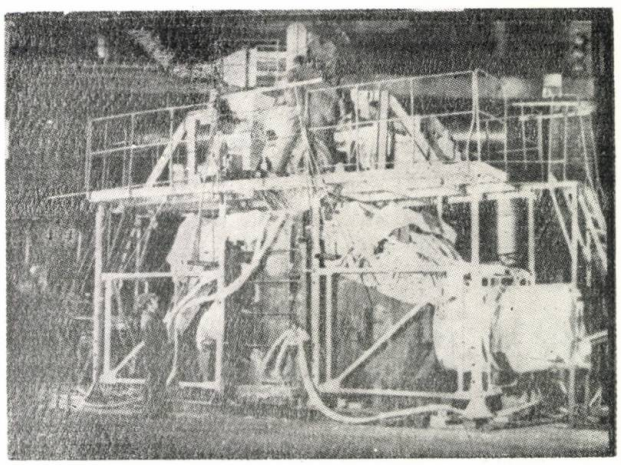


Fig. 1 Zonă prelucrată în baie de zgură cu adaos de materiale granulare la un semifabricat de de mare tonaj pentru cilindrii de laminare.

În figura 1 se prezintă o vedere a unei părți din cuptorul pentru sudat în baie de zgură în momentul sudării unei piese de mare tonaj.

S-au efectuat, de asemenea, cercetări ale calității metalului îmbinărilor sudate cu ajutorul noului procedeu, pe diferite mărci de oțeluri aliate cu nichel, crom, molibden cu o concentrație de 0,5 + 1% carbon. Pentru sudare s-au folosit piese de diferite secțiuni de

la 300 x 500 mm pînă la 2000 x 2000 mm. Toate experimentele de sudare, chiar la piesele de sudat reale, s-au efectuat fără preîncălzire şi postîncălzire. Cantitatea specifică de căldură transmisă pieselor sudate din metalul cusăturii atinge $3{,}5 \cdot 10^5$ Kcal/m^2. Amintim că la sudarea în baie de zgură, folosindu-se tehnologia clasică, aceasta atinge $0{,}35 + 0{,}40 \cdot 10^5$Kcal/m^2.

În figura 2 se arată variaţia de temperatură (ciclul termic), desenată cu linie continuă, în piesa sudată în baie de zgură la o distanţă de 100—110 mm de linia de topire. Pentru comparaţie, s-a desenat cu linie punctată curba ciclului termic la sudarea în baie de zgură, după tehnologia obişnuită cu ajutaj fuzibil) în zona aflată la o distanţă de 90 mm de linia de topire. Viteza de sudare pentru ambele procedee a fost de 0,4 m/h.

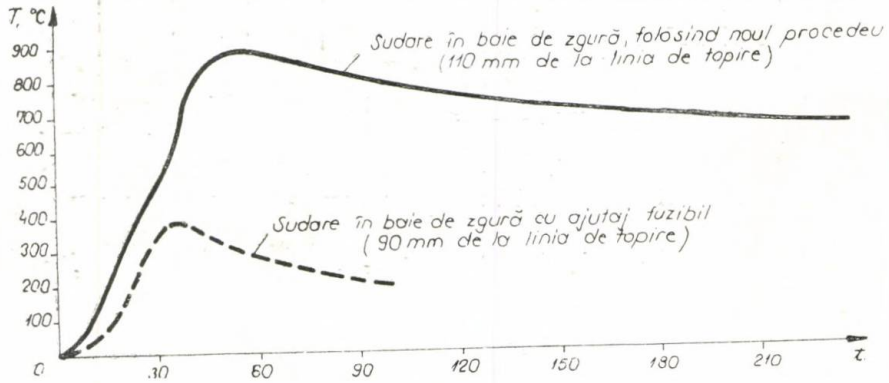


Fig. 2 Ciclul termic din zona influenţată termic la sudarea în baie de zgură după noul procedeu şi la sudarea în baie de zgură cu cap de sudare fuzibil

Ciclul termic, în cazul noului procedeu de sudare în baie de zgură, se caracterizează prin încălzirea metalului de bază pînă la temperaturi ridicate la adîncime mare şi prin postrăcirea lentă cu viteza de 1,5 + 2 grade/minut a îmbinării sudate. La terminarea sudurilor, pe o lungime de 2000—2500 mm temperatura părţii inferioare a sudurii este de 650—550°C. Aceasta depăşeşte temperatura de descompunere a austenitei la oţelurile aliate cu conţinut ridicat de carbon. Acest caracter al ciclului termic de sudare garantează absenţa structurilor specifice călirii pînă la introducerea piesei în cuptor pentru tratamentul termic. În figura 3 se prezintă

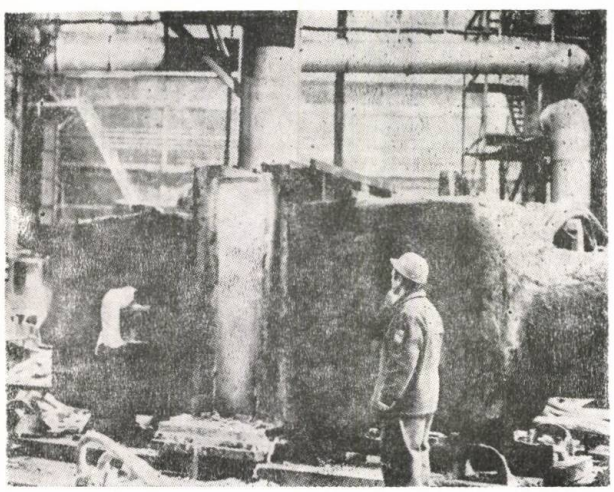


Fig. 3 Sudura care îmbină piesele forjate într-un singur semifabricat la cilindru de laminare, după 20 de minute de la terminarea sudurii.

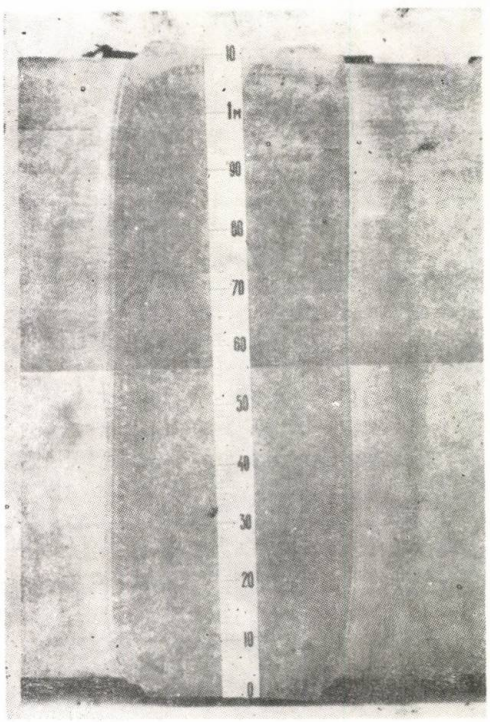


Fig 4 Macrostructura îmbinării sudate a semifabricatelor cu secţiunea de 1100 x 1100 mm (fără tratament termic).

piesa de sudat a cilindrului de laminare, fixată, după 20 de minute de la terminarea sudurii, arătîndu-se gradul de încălzire al îmbinării sudate în baie de zgură după noul procedeu.

În figura 4 se prezintă macrostructura secţiunii transversale a cusăturii, care nu a fost supusă tratamentului termic. Metalul cusăturii, cu toate dimensiunile sale mari, are o structură uniformă cu granulaţie fină dezori-

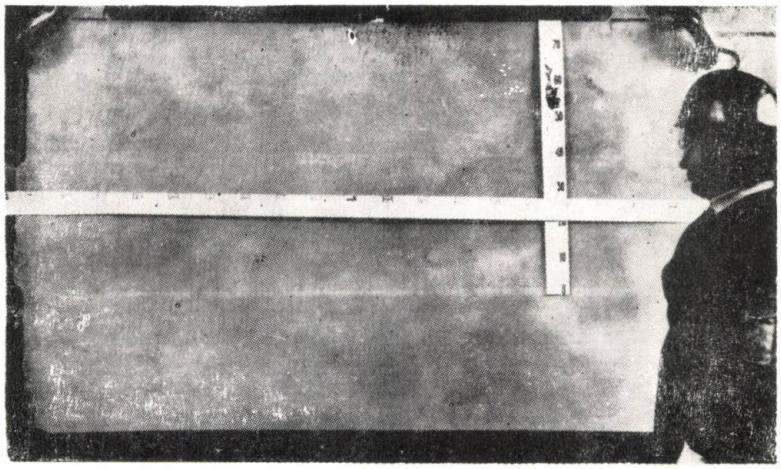
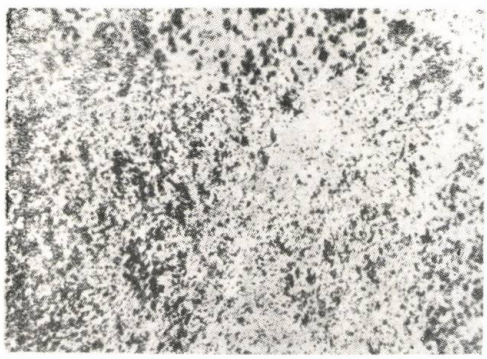


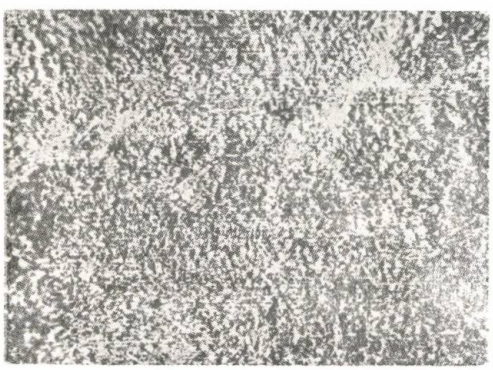
Fig. 5 Macrostructura secţiunii transversale după revenire ; (grosimea sudurii 2000 mm).

O particularitate importantă a noului procedeu constă în introducerea în zona sudurii



a

Fig. 6 Microstructura îmbinării sudate după tratament termic :

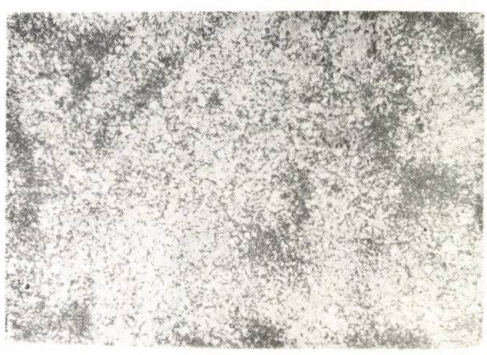


b

a unor materiale sub formă de granule, care servesc pentru recristalizare şi reduc temperatura de încălzire excesivă a băii metalice.

entată. După tratamentul termic, limitele cusăturilor se detectează foarte greu (fig. 5), iar

c



d

microstructura sudurii este mai uniformă decît microstructura metalului de bază forjat (fig. 6). Incluziunile nemetalice din metalul

sudurii sînt rotunjite şi dispuse uniform în volumul metalului.

Compoziţia chimică a îmbinării sudate

Tabelul 1

Locul de prelevare a probelor	Conţinutul elementelor, în %				
	C	Mn	Si	Cr	Ni
Sudură	0,90	0,40	0,29	1,7	0,29
Zona influenţată termic	0,95	0,37	0,34	1,7	0,29
Metal de bază	0,98	0,37	0,35	1,7	0,30

Caracteristicile mecanice ale îmbinării sudate după normalizare şi revenire

Tabelul 2

Zona îmbinării sudate	σ_c kg/mm²	σ_r kg/mm²	δ %	ψ %	A_n kgm/cm²
Sudură	60	98,5	14,1	16	1,4
Zona influenţată termic	68	94,0	12,1	16	1,5
Metal de bază	60	94,6	10,1	16	1,5

Compoziţia chimică a metalului sudurilor, în cazul noului procedeu de sudare în baie de zgură, nu se deosebeşte de compoziţia chimică a metalului de bază.

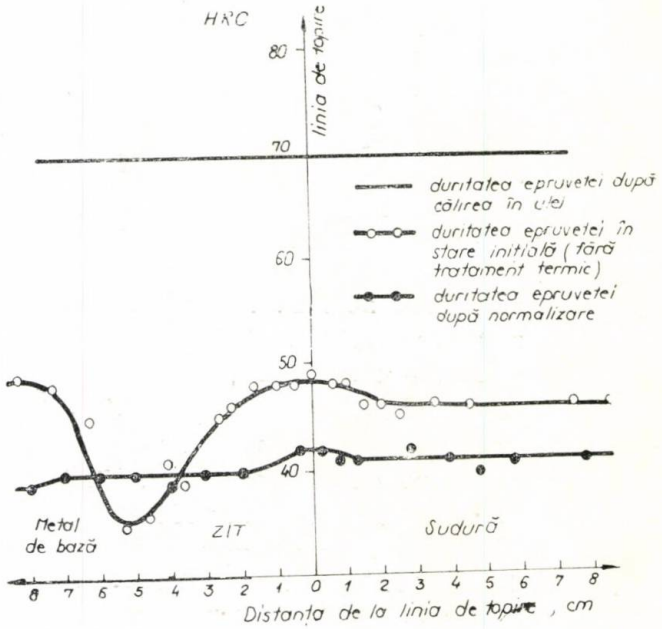


Fig. 7 Distribuirea durităţii metalului îmbinării sudate.

Caracteristicile mecanice, inclusiv duritatea în toate zonele metalului îmbinărilor sudate după tratamentul termic, sînt aceleaşi. Ilustrăm cele spuse mai sus, cu exemplul ca-

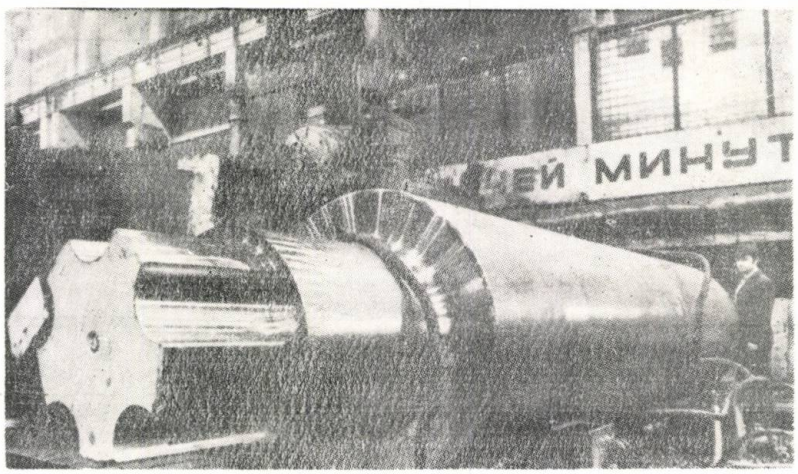


Fig. 8 Cilindru de laminare 4500, executat cu ajutorul sudării în baie de zgură, după noul procedeu.

Compoziţia chimică a cilindrului de laminare 4500

Tabelul 3

Conţinutul elementelor, în %					
C	Mn	Si	Cr	Ni	Cu
0,52—0,54	0,61—0,64	0,28—0,30	0,61—0,66	1,03—1,05	0,12—0,14

racteristicilor metalului uneia din îmbinările sudate, care a fost încercată în stare de nedeformare după sudare. În tabelul 1 se prezintă compoziția chimică a metalului îmbinării sudate, în tabelul 2 — caracteristicile mecanice după normalizare și revenire, iar în figura 7 se dă distribuția durității după diferite tratamente termice.

Un exemplu de utilizare, în țara noastră, a noului procedeu de sudare în baie de zgură îl constituie executarea din două piese forja-

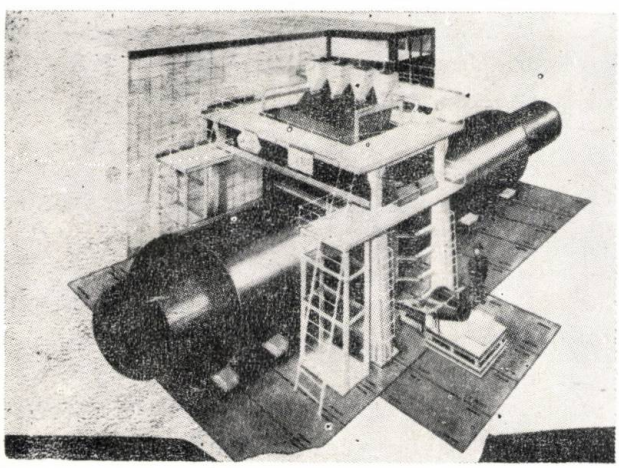


Fig. 9 Instalația US—122, destinată pentru sudare în baie de zgură a semifabricatelor cu diametru pînă la 3000 mm, cu masă nelimitată din oțel cu conținut diferit de carbon.

te a cilindrului de sprijin de la laminorul de tablă groasă 4500. Secțiunea sudată a pieselor forjate este de aproximativ 4 m^2. În tabelul 3 se prezintă compoziția chimică a cilindrului de laminare. Din semifabricatul sudat s-a executat cilindrul de sprijin cu diametrul de 1250 mm și lungimea de 4600 (fig. 8).

La controlul sever al cilindrului nu s-au detectat nici un fel de defecte. Limitele sudurii s-au observat numai cu ajutorul amprentei Baumann pe suprafața cilindrului. Cilindrul funcționează pe un laminor pus în exploatare.

În Uniunea Sovietică a fost creată o instalație specializată US—122 (fig. 9), cu care se sudează semifabricate cu secțiunea pînă la 10 m^2, de orice greutate, din oțeluri aliate cu orice conținut de carbon. Noua tehnologie poate fi folosită cu o eficiență tehnico-economică mare și în producția altor piese cu secțiuni mai mici decît cilindrii de laminare, de exemplu pentru fabricația rotoarelor turbogeneratoarelor. Noul procedeu de sudare permite executarea unor construcții complexe, îmbinate prin sudare, din oțeluri aliate cu rezistență mărită, cu conținut ridicat de carbon. De asemenea, procedeul deschide posibilitatea trecerii la fabricația acestor piese din oțel, executate în prezent din materiale mai puțin rezistente.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Paton, B. E., Medovar, B. I., Andreev, V. P.*: Novîi sposob ukrupnenia slitkov i pokovok na osnove elektroșlakovogo protessa. In volumul „Elektroșlakovîi pereplav", 1973, pg. 234—243.

[2] *Andreev, V. P., Kozik, V. V., Horujik, G. I.*: Elektroșlakovaia svarka c dobavkoi kuskovîh prisadocinîh materialov. In culegerea: „Problemî spețialnoi elektrometallurgii, 1977, N. 6, pg. 29—30.

[3] *Paton, B. E., Medovar, B. I., Andreev, V. P.*: Novîi Sposob svarki zagotovok sverhkrupnîh sechenii: elektroșlakovaia svarka s podvijnîm elektrodom s dobavkoi kuskovîh materialov. In volumul: „Problemi Elektroșlakovoi Tehnologii", 1978, pg. 40—47.

CZ: 621.791.338.062.214 : 621-52

Tehnologii moderne de sudare și recondiționare a pieselor

Dr. ing. Ștefan **MORARIU**, ing. Dorin **DEHELEAN**, ing. Teofil **SUBU**, ing. Petre **CIOARĂ**, ing. Mihaela **PASCU** – I.S.I.M. Timișoara

1. Modernizarea fabricației producției de structuri sudate are ca urmare multiple implicații favorabile din punctul de vedere al eficienței economice. Pentru estimarea acestor efecte se folosesc următorii factori [1], [2]:

— gradul de mecanizare și automatizare a proceselor de sudare;
— productivitatea muncii:
— consumul de energie electrică;
— consumul de materiale de adaos.

Relațiile care există între acești factori jalonează dezvoltarea producției de structuri sudate bazată pe introducerea și extinderea tehnologiilor moderne de sudare. Această orientare are în vedere aplicarea pe scară largă a sudării automate și semiautomate în mediu de gaze protectoare, extinderea domeniului de utilizare a sudării automate sub flux, precum și elaborarea unor noi procedee de sudare automate și semiautomate [1].

2. Răspunzînd deziderateloi menționate anterior, în cadrul ISIM Timișoara s-au dezvoltat preocupările privind mecanizarea operațiilor de sudare, urmărindu-se soluționarea

problemelor ridicate de întreprinderile industriale prin elaborarea unor tehnologii eficiente de sudare.

Sudarea automată a grinzilor-cheson. În vederea reducerii efortului fizic al sudorilor, pentru creşterea productivităţii muncii şi îmbunătăţirii calităţii sudurilor, s-au elaborat tehnologii de sudare automată a îmbinărilor în colţ şi cap la cap la grinzile-cheson din componenţa podurilor rulante [3].

Grinzile-cheson se execută din tablă de oţel OL 37·4k. Experimentările pentru elaborarea tehnologiilor de sudare s-au făcut pe probe cu grosimea 8 şi 10 mm. Compoziţia chimică şi caracteristicile mecanice ale metalului de bază au corespuns STAS 500/2—76.

Pentru realizarea sudurilor în colţ a inimilor şi tălpilor grinzii-cheson s-au folosit următoarele materiale de sudare :

— sîrmă S 11 Mn 2 Si cu diametrul 1,2 mm — STAS 1126—76 şi CO_2 cu puritatea conform STAS 2972—76, la sudarea stratului de rădăcină ;

— sîrmă S 10 Mn 1 cu diametrul 4 mm — STAS 1126—76 cu flux FSM 37 — STAS 9477/1—73, pentru sudarea stratului următor.

În vederea executării îmbinărilor cap la cap a inimilor şi tălpilor, s-a utilizat sîrmă S 11 Mn 2 Si cu diametrul 1,2 mm, iar ca mediu de protecţie amestec format din 70% CO_2 şi 30% Ar.

Compoziţia chimică şi caracteristicile mecanice ale materialelor de sudare sînt indicate în tabelele 1, 2 şi 3.

În scopul efectuării sudurilor în colţ a inimilor şi tălpilor grinzii-cheson, s-a conceput un echipament de sudare în tandem, prin adaptarea la un tractor pentru sudarea automată sub flux, a unui cap de sudare în CO_2, împreună cu instalaţia SACO-3 (fig. 1). Se realizează astfel sudarea rădăcinii în mediu protector de CO_2 (MAG), iar completarea rostului se face prin sudare automată sub flux (SAF).

Pentru îmbinarea cap la cap a tălpilor şi inimilor, s-a executat un echipament pentru sudarea automată în amestec de gaze. Acesta a constat din tractorul românesc TA.1, [4], pe care s-a montat motoreductorul şi dispozitivul de avans a sîrmei al unui semiautomat SACO-3 (fig. 2).

Pregătirea tablelor şi modul de asamblare în vederea sudării rezultă din figura 3.

Sudarea s-a făcut în poziţie orizontală, în jgheab, în cazul sudurilor în colţ, cu para-

Tabelul 1

Calitatea sîrmei	C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Al	Cu
S 11 Mn 2 Si	0,07	1,85	0,69	0.002	0,008	0,03	0,09	0,024	—
S 10 Mn 1	0,06	1,03	0,06	0 019	0,011	0 05	0,12	—	0,10

Tabelul 2

Fluxul	SiO_2	MnO	CaO	MgO	Al_2O_3	CaF_2	TiO_2	FeO	S	P
FSM 37	42,5	37.0	6,0	3,0	1,7	3,0	1,5	1,6	0,12	0,08

Tabelul 3

Metalul depus	R_e [N/mm²]	R_m [N/mm²]	A_5 [%]	Energia de rupere $K_{\downarrow}$ [J]	
				20°C	0°C
S 11 Mn 2 Si	321	405	22,4	118	102
S 10 Mn 1 + FSM 37	350	490	22,0	98	67

metrii cuprinşi în tabelul 4, iar îmbinările cap la cap s-au realizat în condiţiile prezentate în tabelul 5.

Analiza macro-microstructurală nu a evidenţiat defecte de sudare şi constituienţi fragili, iar duritatea maximă decelată în Z.I.T. a fost de 190 HV5.

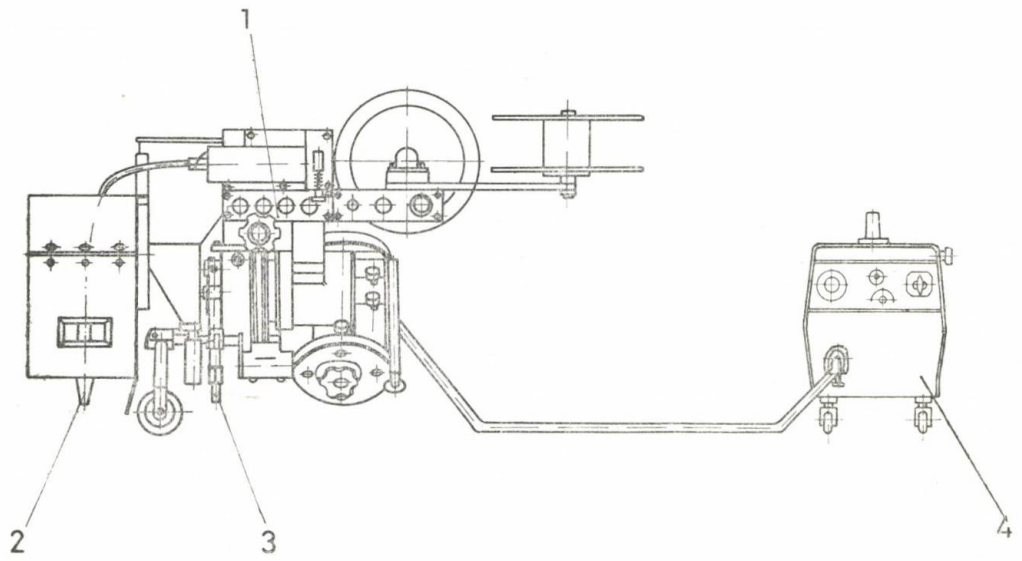


Fig. 1 Echipament de sudare în tandem MAG—SAF.
1 — tractor ; 2 — cap de sudare în CO_2 ; 3 — cap de sudare sub flux ; 4 — semiautomat $SACO_3$

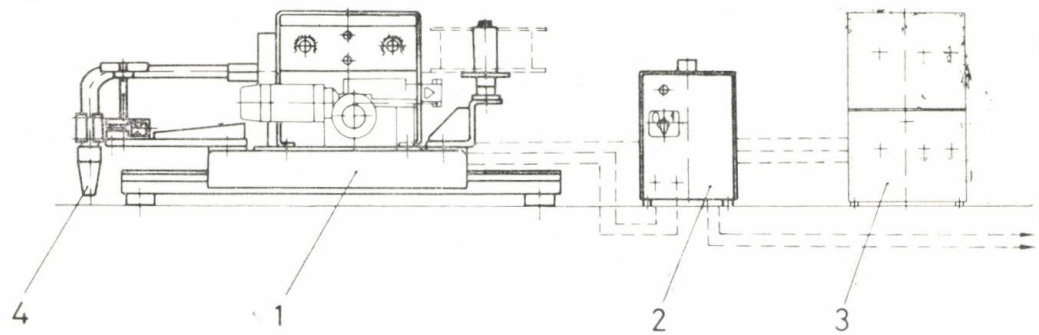


Fig. 2 Echipament pentru sudarea automată a îmbinărilor cap la cap.
1 — tractor ; 2 — cutie cu aparataj ; 3 — semiautomat $SACO_3$; 4 — Cap de sudare.

Calitatea sudurilor realizate cu tehnologiile elaborate s-a apreciat pe baza examinărilor efectuate pe probe prelevate din aceste îmbinări şi care au constat din :

— încercări la tracţiune ;
— încercări de îndoire ;
— încercări de încovoiere prin şoc ;
— analize structurale ;
— încercări de duritate.

Probele supuse încercării la tracţiune s-au rupt în metalul de bază la o valoare medie a rezistenţei de 400,6 N/mm^2, iar la îndoire pe dorn pînă la 180° nu s-au decelat fisuri.

Energia de rupere *KV*, determinată pe epruvete cu crestătura plasată în zona influenţată termic, la temperatura de încercare de —20°C, a fost în medie de 40 J.

Ansamblul rezultatelor obţinute atestă o calitate corespunzătoare a îmbinărilor sudate şi încadrarea lor în prescripţiile caietului de sarcini ale produsului.

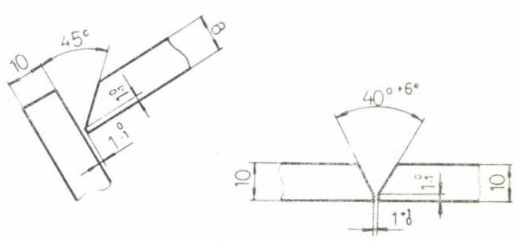


Fig. 3 Pregătirea tablelor şi modul de asamblare în vederea sudării.

Tabelul 4

Procedeul de sudare	I_s [A]	U_a [V]	sîrmă [m/min]	V_s [m/min]	Debitul de gaz [l/min]	E_L medie [J/m]
MAG	220	27—28	—	0,385	16	$9,45 \cdot 10^5$
SAF	650	34—35	1,35	0,385	—	$3,52 \cdot 10^6$

Tabelul 5

Grosimea (mm)	Stratul nr.	I_s (A)	U_a (V)	V_s (m/min)	Debitul de gaz (l/min.)	E_L medie (J/m)
10	1	160	21	0,24	15	$8,4 \cdot 10^5$
	2	170	23	0,24	15	$9,8 \cdot 10^5$
	3	190	25	0,24	15	$11,9 \cdot 10^5$
	4	190	25	0,24	15	$11,9 \cdot 10^5$

Pentru a ilustra eficiența economică a tehnologiilor prezentate anterior, s-au făcut calcule comparative cu sudarea manuală cu electrozi înveliți, atît pentru suduri în colț cît și cap la cap, rezultînd datele centralizate în tabelul 6.

Tabelul 6

Tipul îmbinării	Procedeul de sudare	Costul energiei electrice (lei/m)	Total (lei/m)	Creșterea productivit. (%)
în colț (8 mm + 10 mm)	manual	0,71	8,10	100
	automat MAG + SAF	0,50	7,45	510
cap la cap (10 mm + 10 mm)	manual	0,80	9,10	100
	automat MAG	0,44	8,30	260

Sudarea cu fascicul de electroni a pistoanelor pentru motoare diesel. Pentru ridicarea duratei de viață a pistoanelor pentru motoare diesel de mare putere, este necesară răcirea acestora în timpul funcționării. Realizarea pistoanelor cu canale de răcire, prin sudare cu fascicul de electroni, constituie o modalitate simplă de rezolvare a acestei probleme [5]. În figura 4 se prezintă un piston din aluminiu prevăzut cu canal de răcire, înainte și după sudare cu fascicul de electroni.

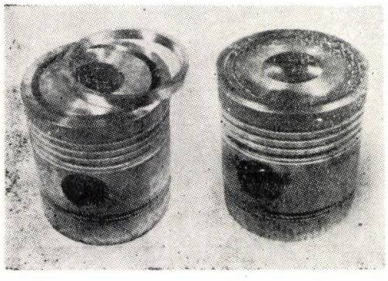


Fig. 4 Piston pentru motor diesel înainte și după sudare cu fascicul de electroni.

Pistonul este realizat dintr-un aliaj de aluminiu deformabil Al Cu 2 Mg 1, 5 Ni Si, care se încadrează, din punctul de vedere al compoziției chimice, în prescripțiile STAS

Tabelul 7

Tensiunea de accelerare (kV)	Curentul fasciculului (mA)	Viteza de sudare (m/min)
35	220	1,3

7608—71. Materialul de bază se utilizează în stare tratată termic (călire de punere în soluție + îmbătrînire artificială).

Sudarea s-a executat pe un echipament de sudare cu fascicul de electroni realizat la IFA București, avînd o tensiune de accelerare de

maximum 60 kV și o putere de 12 kW. Închiderea canalului de răcire s-a realizat prin două suduri circulare concentrice, cu regimul de sudare indicat în tabelul 7. Regimul de sudare a asigurat obținerea unei pătrunderi de 13 mm. Înainte de sudare, piesele au fost spălate cu un solvent organic (tricloretilenă). S-a utilizat un rost neprelucrat, cu deschidere zero (< 0,1 mm).

Pentru a aprecia influența tratamentului termic asupra caracteristicilor îmbinărilor sudate, o parte din suduri au fost supuse unui tratament termic de îmbătrînire artificială (170°C/15 h — aer) [6], [7].

Aprecierea calității sudurilor s-a făcut prin examinări macro-microscopice, încercări de duritate și încercări de tracțiune. Examinările metalografice nu au decelat defecte de sudare. Metalul de bază are o structură granulară poliedrică, alcătuită din soluție solidă α, bogată în aluminiu, de granulație ~ 60 μm, în care sînt dizolvați poliedri duri de siliciu de formă dreptunghiuară sau rombică (fig. 5).

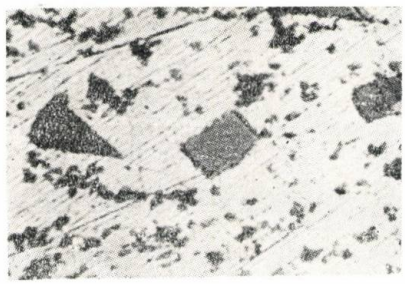


Fig. 5 Microstructură metal de bază, 100 x.

Metalul topit și zona influențată termic au o structură fină de turnare, cu poliedri duri fini de siliciu, cu dimensiunea maximă de 24 μm (fig. 6).

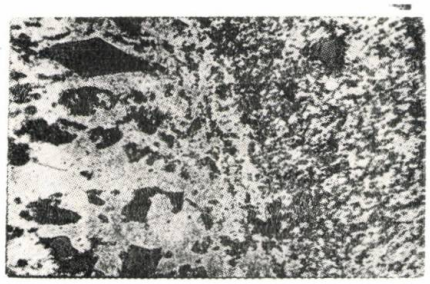


Fig. 6 Microstructură metal topit și zona influențată termic, 100 x.

Încercările de duritate *HV* 0,2 (STAS 7057—78)) au arătat că nu apar variații semnificative ale durității în zonele îmbinărilor sudate, atît tratate, cît și netratate după sudare. În același timp, a fost sesizată o ușoară creștere a durității metalului topit de la baza sudării spre rădăcina ei (fig 7).

Pentru a aprecia rezistența meanică a sudurilor, s-au efectuat încercări de tracțiune la temperaturile + 20°C și 250°C folosind table sudate cu regimul indicat. În toate cazurile (tratament termic și temperatură de încercare), a rezultat o scădere a rezistenței îmbinării sudate, față de rezistența la rupere a metalului de bază. Astfel, la temperatura de +20°C, rezistența îmbinării ajunge la 0,713 (cazul TN — netratat după sudare), respectiv 0,782 (cazul TA — tratat după sudare) din valoarea rezistenței metalului de bază. Cu creșterea temperaturii de încercare, se observă o comportare mai bună a îmbinărilor sudate; la + 250°C, temperatură care corespunde condițiilor de funcționare a pistonului, rezistența îmbinării atinge 0,906 din rezistența metalului de bază. La ridicarea temperaturii de încercare la valoarea de 400°C, ruperea s-a produs în metalul de bază și a avut un caracter ductil.

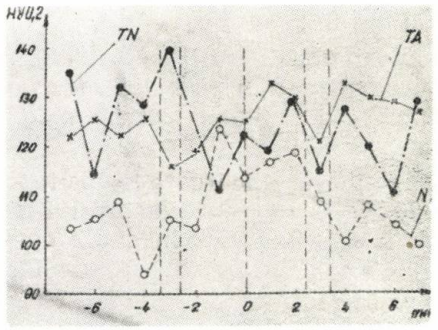


Fig. 7 Duritatea *HV* 0,2 în metalul topit.

În urma experimentărilor efectuate se apreciază că îmbinările sudate cu fascicul de electroni au caracteristici corespunzătoare.

Încărcarea prin sudare automată sub flux a suprafețelor de etanșare a sertarelor pană de la armături industriale. Scopul urmărit a

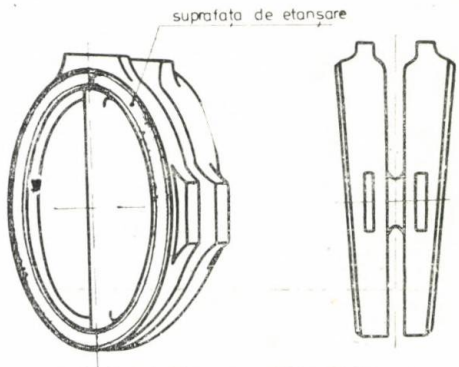


Fig. 8 Sertar pană flexibil.

fost mecanizarea operațiilor de încărcare prin sudare a suprafețelor de etanșare ale sertare-

lor până (fig. 8), în vederea creşterii productivităţii muncii, folosind materiale de adaos indigene.

Piesele pentru care s-a elaborat tehnologia lucrează în mediu corosiv, (gaze, apă, vapori), la temperatură maximă de 500°C şi presiune maximă $400 \cdot 10^5$ Pa.

Metalul de bază utilizat la fabricarea acestor piese este oţel turnat marca OTC 22, iar compoziţia chimică a corespuns prevederilor NI 115 T/1970.

Materialele de încărcare folosite au fost sîrma S 20 Mo C 170, cu diametrul 4 mm, produsă conform O.T. 17/76, în cuplu cu fluxul ceramic FC-Cr 17 Mo, elaborat conform C.S. 2/1979.

Compoziţia chimică a sîrmei este prezentată în tabelul 8.

Metalul depus cu sîrma S 20 Mo C 170 şi flux ceramic FC-Cr 17 Mo are compoziţia chimică indicată în tabelul 9, conform STAS 10953—77.

Încărcarea prin sudare a pieselor s-a realizat cu un echipament de sudare automată sub flux, compus din tractor tip TU 1000 şi sursă RSAR 1000, iar pentru fixarea lor, în vederea încărcării în plan orizontal, s-a utilizat un dispozitiv de poziţionare şi rotire tip MPR 320 [4].

Urmărindu-se realizarea unei geometrii corespunzătoare a depunerii, precum şi o legătură bună între metalul depus şi metalul de bază, la o diluţie minimă [8], prin experimentări, s-au stabilit parametrii tehnologici ai procedeului de încărcare cuprinşi în tabelul 10.

Ordinea rîndurilor de sudură depuse pe suprafaţa de etanşare este prezentată în figura 9.

Rîndurile de sudură 1 şi 2 ale primului strat, respectiv rîndurile 3 şi 4 din stratul 2 (fig. 9) s-au executat continuu, fără întrerupe-

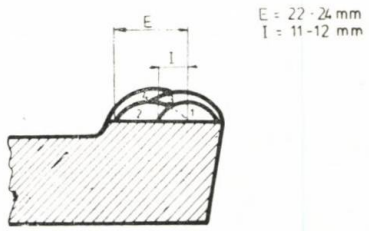


Fig. 9 Ordinea de depunere a rîndurilor.

rea procesului de încărcare, prin translatarea capului de sudare spre centrul piesei cu 11—12 mm.

Succesiunea operaţiilor tehnologice necesare pentru încărcarea unei piese este următoarea :

— prelucrarea prin strunjire a ambelor suprafeţe de etanşare a piesei turnate, la cotele prescrise ;

— încărcarea suprafeţei de etanşare de pe o parte a piesei ;

— prelucrarea prin strunjire a suprafeţei încărcate pînă la o grosime a metalului depus prin încărcare de 3 mm ;

— încărcarea suprafeţei de etanşare a piesei de pe partea opusă ;

— prelucrarea finală a piesei încărcate la cotele prescrise.

Pentru verificarea calităţii pieselor încărcate prin sudare s-au efectuat următoarele examinări :

Tabelul 8

Calitatea sîrmei	C	Mn	Si	P	S	Cr	Mo
S 20 Mo C 170	0,10	0,25	0,24	0,025	0,011	17,03	0,94

Tabelul 9

Metalul depus	C	Mn	Si	P	S	Cr	Mo
S 20 Mo C 170 + FC-Cr 17 Mo	0,18— 0,35	0,30— 0,70	0,30— 0,70	max. 0,03	max. 0,025	16,0— 18,0	1,5— 2,5

Tabelul 10

Procedeul de sudare	I_s (A)	U_a (V)	V_s (m/min.)	E_L medie (J/m)	Numărul de straturi
SAF	450	29	0,25	$3{,}13 \cdot 10^6$	2

— încercarea de rezistență și etanșeitate la presiune, conform STAS 7076—73 ;

— analiza compoziției chimice și încercarea durității metalului depus la nivelul suprafețelor de etanșare ; condițiile tehnice impuse sînt redate în tabelul 11.

Tabelul 11

C	Mn	Si	Cr	Mo	HV 5
0,16—0,24	0,3—0,6	0,3—0,6	12,0—14,0	0,8—1,5	450 — 530

Rezultatele experimentărilor executate au atestat încadrarea pieselor încărcate prin tehnologia elaborată în condițiile tehnice impuse.

rilor. În afară de aceste efecte, se obține o creștere a productivității muncii la sudare de 410%, la sudurile în colț și 16% în cazul îmbinărilor cap la cap, la costuri apropiate ale unui metru de cusătură.

2. Aplicarea sudării cu fascicul de electroni la realizarea pistoanelor pentru motoare diesel asigură îmbunătățirea calității acestora, comparativ cu cazul utilizării procedeului de sudare MIG, datorită diminuării solicitării termice a materialului și a protecției excelente asigurate materialului în timpul sudării. În același timp, tehnologia nouă asigură o reducere a consumurilor de energie, ca urmare a randamentului energetic ridicat al procedeului de sudare cu fascicul de electroni, respectiv a consumurilor de materiale, întrucît la sudare nu se folosesc materiale de adaos.

3. Prin aplicarea tehnologiei de încărcare automată sub flux, cu materiale de adaos indigene, se obțin, pe lîngă îmbunătățirea calității pieselor, o importantă economie valutară, reducerea cheltuielilor cu circa 26,5 lei/piesă, și, de asemenea, o creștere a productivității muncii la sudare de 58%.

Tabelul 12

Procedeul de încercare	Costuri (lei/piesă)				Productivitatea (piese/schimb)
	Material de adaos	Manoperă	Energie electrică	Total	
manual	116,3	27,7	5,7	149,7	2,41
automat	102,4	16,1	4,7	123,2	3,81

În vederea evidențierii cheltuielilor aferente pentru încărcarea unei piese de etanșare (sertar pană flexibil), prin sudare manuală cu electrozi înveliți și prin tehnologia nouă — sudare automată sub flux — s-au făcut calculele respective, ale căror rezultate sînt centralizate în tabelul 12.

3. Tehnologiile expuse în prezenta lucrare s-au elaborat la solicitarea unor întreprinderi din țară și se aplică în producția specifică acestora. Scopul principal urmărit a fost creșterea eficienței operațiilor de sudare, care s-a evidențiat prin cîteva date economice comparative, în condițiile respectării prescripțiilor tehnice pentru produsele respective.

Principalele aspecte care se desprind din analiza datelor tehnice și economice sînt următoarele :

1. Înlocuirea sudării manuale cu electrozi înveliți, prin sudarea combinată MAG—SAF, în cazul grinzilor-cheson, conduce la îmbunătățirea condițiilor de muncă ale sudorilor și la ridicarea calității îmbină-

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sălăgean, T., Dehelean, D., Cioară, P., Tringl, E., Morariu, St.:* Sisteme tehnologice în producția de structuri sudate. Referat, 1979.

[2] *Morariu, St., Cioclov, D.:* Căile pentru creșterea eficienței economice în producția de structuri sudate. Referat prezentat în cadrul festivalului Cîntarea României, București, 1978 .

[3] *Cioară, P.:* Referat tehnic privind tehnologia de sudare automată, în tandem, a inimilor și tălpilor grinzilor-cheson pentru poduri rulante. Referat ISIM, 1978.

[4] * * *: Catalogul echipamentelor de sudură fabricate în R.S.R, București, OID 1976.

[5] *Boarnă, Clara, Dehelean, D., Pascu, Monica:* Comportement au soudage par faisceau d'électrons des alliages d'aluminium pour pistons. Second colloque international, Avignon, 1978.

[6] *De Bony, Y.:* Recommandations concernant le soudage par faisceau d'électrons des alliages d'aluminium. In : Doc. IIS—IV—169—75.

[7] *Arata, Y. ș.a.:* Electron Beam Welding of High Strenght Aluminium Alloy, In : Doc. IIW—IV—196—76.

[8] *Sălăgean, T.:* Sudarea cu arcul electric, Timișoara, Editura Facla, 1977.

CZ : 612.78 : 621.039 : 620.172/178.1

Asupra oportunității aplicării tratamentului termic de detensionare la îmbinări sudate de tip țeavă-placă tubulară

Ing. Florian **SALA**, ing. Gheorghe **LECCA**, fiz. Adrian **RĂDUȘ** — Institutul de sudură și încercări de materiale Timișoara

Introducere

Progresele tehnice din domeniul construcției schimbătoarelor de căldură folosite în industria chimică și nucleară sînt marcate printr-o creștere continuă a performanțelor funcționale, a gradului de siguranță, în condițiile unei exploatări tot mai severe. Lucrarea de față își propune ca scop cercetarea oportunității tratamentului termic de detensionare a îmbinărilor sudate de tip țeavă-placă tubulară, în cazul unui oțel de tipul 1 Cr-0,5 Mo. În urma rezultatelor obținute se evidențiază oportunitatea tratamentului termic de detensionare a acestor îmbinări sudate pentru tipul de oțel studiat.

Generalități

Oțelurile de tipul 1 Cr —0,5 Mo, datorită compoziției chimice și a caracteristicilor mecanice corespunzătoare la temperaturi ridicate, se folosesc în construcția schimbătoarelor de căldură.

Datorită elementelor de aliere din compoziția lor (Cr și Mo) aceste tipuri de oțeluri sînt susceptibile de apariția fenomenului de călire în urma operației de sudare, [5]. Compoziția chimică și caracteristicile mecanice ale plăcilor tubulare și ale țevilor folosite în cadrul experimentărilor sînt date în tabelul 1.

Particularitățile îmbinărilor sudate de tip țeavă-placă tubulară

În condiții normale de exploatare a instalațiilor, aceste tipuri de îmbinări sînt solicitate la vibrații datorită principiului de funcționare a schimbătoarelor de căldură, [4]. Îmbinările sudate prezintă discontinuități geometrice la rădăcină, ce pot duce la amorsarea unor microfisuri în această zonă, [6]. Datorită mediului de lucru, în afara solicitărilor mecanice, aceste îmbinări sînt solicitate la coroziune sub tensiune și coroziune prin eroziune, [4]. Întrucît pînă la ora actuală sînt posibilități industriale de control nedistructiv al îmbinărilor sudate de tip țeavă — placă tubulară control *Rx*, control cu curenți turbionari sau control cu ultrasunete), iar calitatea îmbinărilor sudate este garantată de metoda de control, o atenție deosebită trebuie acordată omologării precedeului de sudare și a respectării tehnologiei omologate în procesul de fabricație.

Datorită dimensiunilor constructive ale acestor tipuri de îmbinări, în timpul operației de sudare, evacuarea gazelor în loc să se facă prin spatele plăcii tubulare se face prin partea frontală, fapt ce duce la producerea de pori în îmbinarea sudată, în special la închiderea sudurii. Evitarea posibilității de apariție a porilor se face printr-o curățire chimică corespunzătoare a suprafețelor ce urmează a fi sudate, cît și prin neefectuarea operației de premandrinare înaintea sudării [3], [6].

Programul experimental

În vederea realizării programului experimental, s-au folosit plăci tubulare din oțel de tipul 1 Cr—0,5 Mo de 50 mm grosime găurite în rețea triunghiulară conform STAS 8566—79.

Compoziția chimică a materialelor utilizate

Tabelul 1

Materiale	Compoziția chimică %							Caracteristici mecanice		
	C	Mn	P	S	Si	Cr	Mo	Rezistența la rupere (N/mm²)	Limita de curgere (N/mm²)	Alungirea (%)
Plăci	0,13	0,49	0,012	0,012	0,27	0,33	0,47	500	310	28
Țevi	0,12	0,5	0,007	0,007	0,27	0,92	0,44	570	350	26
Material de adaos	0,12	1,17	0,015	0,016	0,56	0,95	0,48	590	450	22

Dimensiunile și toleranțele găurilor se încadrează în prescripțiile STAS 8566—79 și sînt date în figura 1.

În programul experimental s-au folosit țevi din oțel de tipul 1 Cr—0,5 Mo de dimensiuni

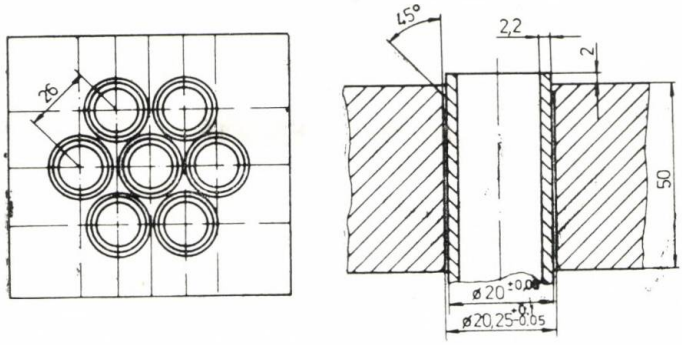


Fig. 1 Amplasarea țevilor și geometria rostului.

∅ 20 x 2,2 mm. Înaintea asamblării, plăcile tubulare și țevile au fost curățate chimic.

Asamblarea țevilor în placa tubulară s-a făcut cu joc, jocul maxim admis pentru acest tip de îmbinări este dat în figura 1 și se încadrează în prescripțiile STAS 8566—79.

Ca material de adaos s-au folosit vergele de sîrmă compatibile cu compoziția chimică și caracteristicile mecanice ale materialului de bază. Compoziția chimică și caracteristicile mecanice ale materialului de adaos folosit sînt date în tabelul 1.

Experimentările s-au efectuat cu procedeul WIG manual în două treceri. Prima s-a efectuat fără material de adaos și a urmărit topirea rădăcinii rostului. A doua trecere s-a efectuat cu material de adaos și a avut ca scop umplerea rostului.

Probele s-au sudat cu placa tubulară în poziție verticală. Înaintea operației de sudare, ansamblul placă-țevi s-a preîncălzit la temperatura de 225± 25°C. Sensul de sudare și parametrii de sudare folosiți sînt dați în figura 2 și tabelul 2.

În timpul operației de sudare, după fiecare trecere, s-a efectuat un control vizual, iar după ultima trecere, cînd probele s-au răcit la temperatura mediului ambiant, s-a făcut un control cu lichide penetrante.

Conform programului stabilit, jumătate din probele sudate au fost supuse unui tratament termic de detensionare. Ca temperatură de detensionare s-a ales temperatura de 690± 10°C. Tratamentul termic de detensionare pentru acest tip de îmbinări s-a făcut frontal, dinspre partea sudată prin inducție [7], [2]. În timpul

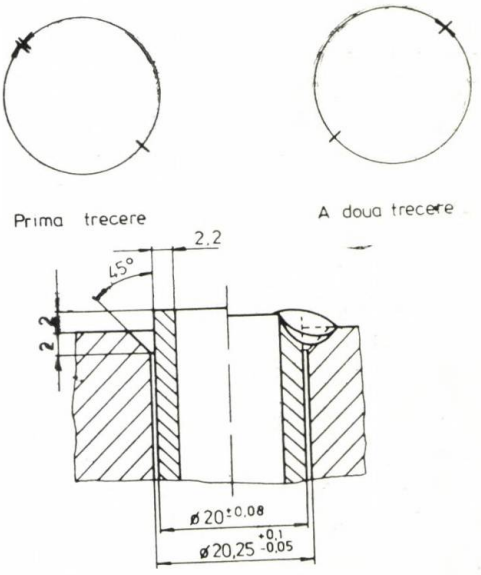


Fig. 2 Sensul de sudare și forma îmbinării sudate.

Parametrii de sudare utilizați

Tabelul 2

Nr. strat	Procedeu de sudare	Material de adaos	Felul curentului polaritate	I_s (A)	U_a (V)	Viteza de sudare (m/min)	∅ electrod (mm)	∅ duză (mm)	Debit Ar (l/min.)	Temperatura de preîncălzire °C
1	WIG	—	cc-	120	24 . . . 25	0,15	W toriat ∅ 2	8	10 . . . 12	225 ± 25
2	WIG	Cr Mo	cc-	105	23 . . . 24	0,15	W toriat ∅ 2	8	10 . . . 12	225 ± 25

tratamentului termic s-a urmărit ca viteza de încălzire şi răcire să nu depăşească 50—60°C/oră. În figura 3 se dă diagrama de tratament termic de detensionare aplicată probelor.

După efectuarea tratamentului termic de detensionare, probele s-au controlat cu lichide penetrante în vederea decelării de fisuri datorate reîncălzirii îmbinării sudate. În urma controlului nu s-au evidenţiat fisuri.

Prin tratamentul termic aplicat s-a urmărit reducerea tensiunilor interne datorate operaţiei de sudare şi scăderea şi uniformizarea valorii durităţilor în îmbinarea sudată (ZIT şi MD) [5].

Analiza datelor experimentale

Analiza comparativă a programului experimental s-a făcut pe baza rezultatelor obţinute în urma încercărilor distructive la care au fost supuse probele.

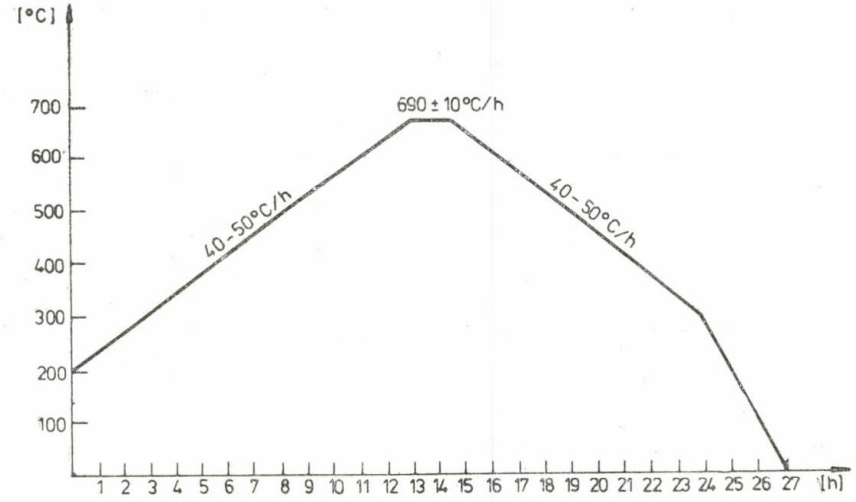


Fig. 3 Diagrama de tratament termic de detensionare.

Încercarea de tracţiune. Încercarea de tracţiune s-a efectuat pe probe conform figurii 4.

Ţeava supusă încercării de tracţiune trebuie să fie înconjurată de minimum un rînd de ţevi. În urma încercării de tracţiune, toate probele sudate şi supuse tratamentului termic de detensionare s-au rupt în ţeavă,

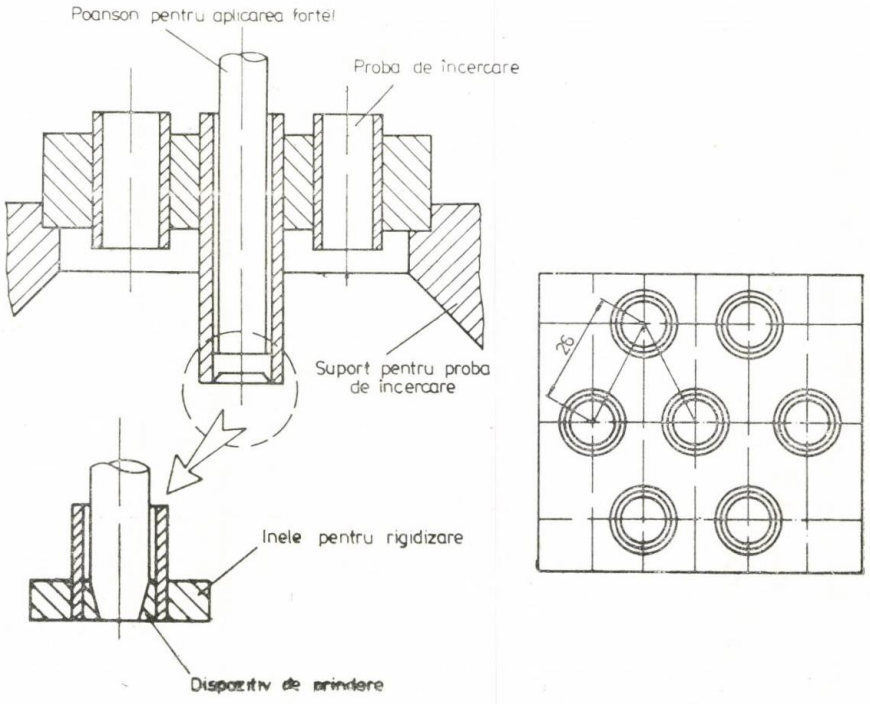


Fig. 4 Încercarea de tracţiune.

după o gîtuire a țevii la valori corespunzătoare rezistenței de rupere a țevii. Probele nesupuse tratamentului termic de detensionare s-au rupt în zona influențată termic, la valori ce depășeau valoarea minimă a rezistenței de rupere a țevii.

Încercarea de duritate. În figura 5 se arată planul de prelevare în vederea efectuării încercării de duritate.

Măsurarea durităților s-a făcut pentru fiecare din cele patru suprafețe ale țevilor, obținute în urma prelevării conform figurii 5, [6].

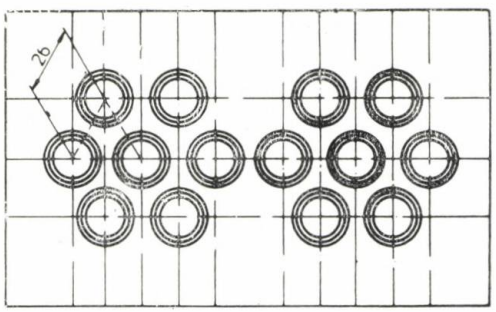


Fig. 5 Planul de prelevare a probelor.

În figura 6 este prezentată schema de amplasare a urmelor pentru încercarea de duritate *HV5*.

detensionare sînt mult mai mari decît cele supuse tratamentului termic de detensionare [3].

În cazul probelor nesupuse tratamentului termic de detensionare, valoarea maximă a durităților este la limita superioară admisă (350 HV5), respectiv diferența între valoarea maximă și minimă depășește cu mult limita de 150 HV5 admisă pentru oțeluri slab aliate. De asemenea, cîmpul de dispersie a valorilor durităților, în cazul probelor nesupuse tratamentului termic de detensionare, este mai mare decît în cazul probelor tratate termic.

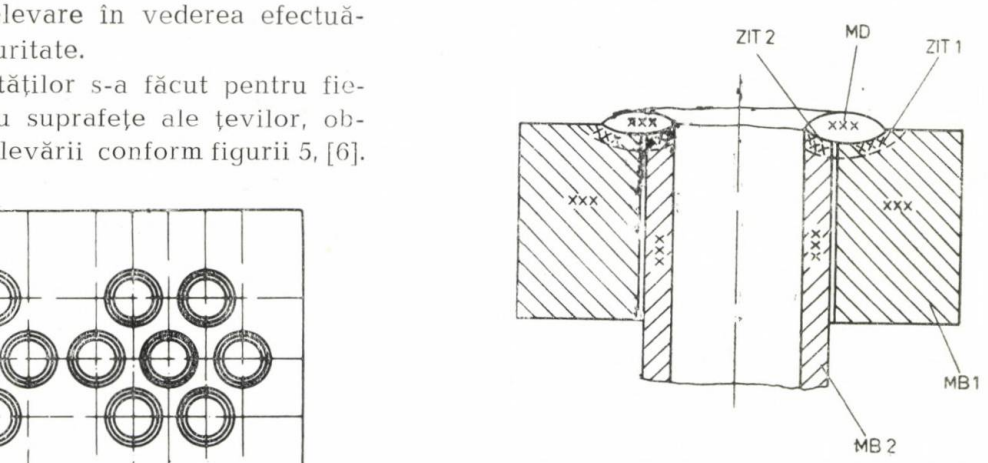


Fig. 6 Amplasarea urmelor pentru încercarea de duritate.

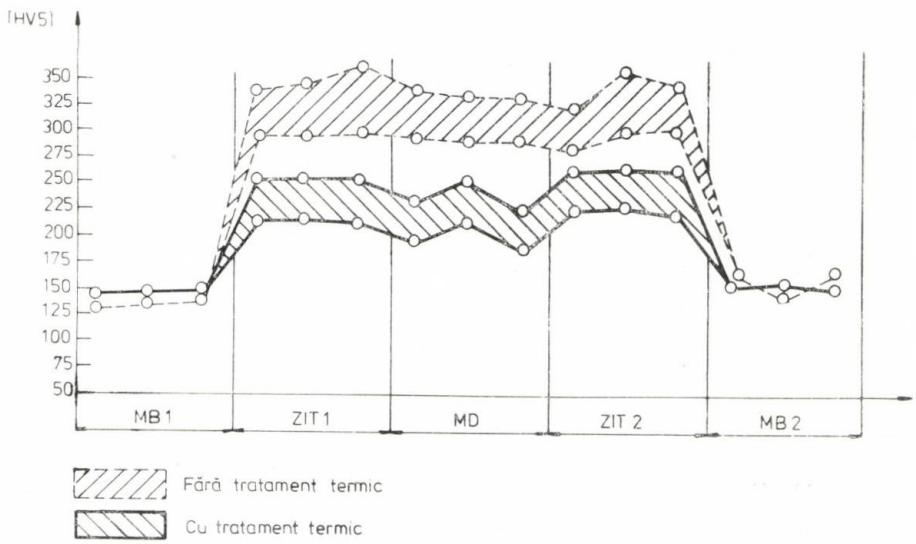


Fig. 7 Diagrama de variație a durităților.

Valorile și variația durităților obținute în îmbinările sudate cu și fără tratament termic de detensionare sînt date în figura 7.

Din diagramă reiese că valorile durităților la probele supuse tratamenului termic de

Valoarea maximă a durităților, în cazul probelor supuse tratamentului termic de detensionare, este de 235 unități HV5, respectiv diferența între valoarea durității maxime și minime este de 65 unități HV5.

Concluzii

Analizînd rezultatele obținute în urma încercărilor nedistructive se constată că în cazul probelor netratate termic, valoarea durităților în îmbinarea sudată este la limita superioară (350 HV 5) admisă de Prescripțiile tehnice I.S.C.I.R. C4—78, iar diferența între valoarea maximă și minimă a durităților depășește limita de 150 unități HV 5 admisă pentru oțeluri slab aliate. În cazul probelor tratate termic, valoarea maximă a durităților, precum și diferența între valoarea durității maxime și minime se încadrează în limitele admise.

Ținînd cont de cele arătate și de faptul că în cazul probelor tratate termic ruperea s-a produs după o deformare plastică a țevii (gîtuirea țevii), în cazul îmbinărilor sudate de tipul țeavă — placă tubulară pentru oțelul studiat (1 Cr-0,5 Mo) se impune efectuarea unui tratament termic de detensionare la o temperatură de 690 ± 10°C.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * * Desirability of post — weld heat treatments in welded construction Doc. I.I.W — X —913—78.

[2] *Hauck, G., Matschke, D.:* Einfluss von Wärmeführung und Behandlung auf die Schweissnaht hochfester Feinkornbaustähle-Phoenix — Union — Forschungsbericht — 1976.

[3] *Sala, F., Călăraşu, S.:* Normă de sudare şi control a îmbinărilor ţevi — placă tubulară 1978.

[4] *Fahrmer, J.:* Höhere Betriebssicherheit von Rohrbündel-Wärmeaustauschern durch moderne Fertigungsverfahren — T.U. — Nr. 9/1977 p. 289 — 292.

[5] *Hrelescu, M., Pascu, R.:* Simularea ciclurilor termice la sudarea oţelului 13 Cr Mo 44 — Construcţia de Maşini, nr. 8/1977, p. 377—381.

[6] *Borghoff, R. H., Clausmeyer, H., Heliendrung, H., Kintzel, H., Meier. F.:* Qualitätssicherung beim Finschweissen von Rohren in Dampferzeugerrohrböden — D.V.S. Berichte Nr—56/1979.

CZ : 621.791.7

Considerații privind alegerea parametrilor în cazul sudării cu electrod nefuzibil în mediu protector inert utilizînd curentul pulsat

Ing. Nicolae **JONI** — I.S.I.M. Timişoara

Introducere

În principiu, la sudarea cu electrod nefuzibil în mediu inert (procedeele WIG, PLASMA) utilizînd curentul pulsat, arcul electric este alimentat cu un curent avînd forma de variație în timp prezentată în figura 1. Prin diverse metode, curentul este comutat periodic între cele două nivele, I_M și I_m, fiind menținut în fiecare stare pe durata t_M, respectiv t_m. În intervalul $(kT — t_m, kT)$ nu se produce topirea metalului, deoarece curentul are o valoare care asigură menținerea unui arc stabil, dar e insuficient pentru topire.

În cazul sudării în curent continuu constant, există un echilibru labil între energia introdusă în piese și cea disipată, diferența între acestea fiind utilizată la topirea metalului. Cea mai mică abatere a curentului de sudare, cauzată de variația rostului sau de acumularea căldurii în piese, conduce la variații mari ale penetrației. Prin utilizarea curentului pulsat, baia de metal topit se poate solidifica în intervalul t_m, iar căldura e disipată în piese (componentele îmbinării), neavînd posibilitatea să se acumuleze. În consecință, stabilitatea băii va fi mai bună în cazul curentului pulsat, decît cea a băii de metal topit la

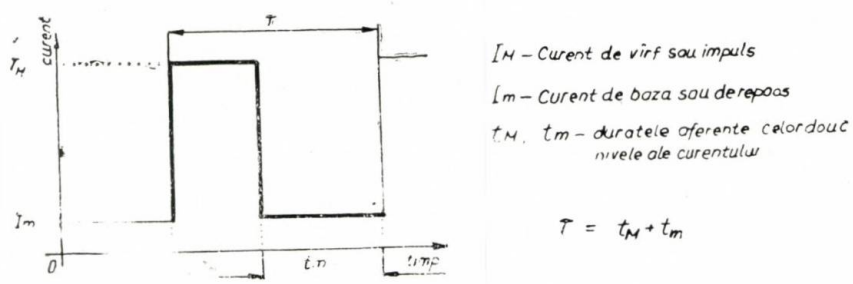


Fig. 1 Variația în timp a curentului pulsat utilizat la sudarea cu electrod nefuzibil.

sudarea WIG clasică. Această proprietate se menține la sudarea în poziție, sau a tablelor disimilare din punct de vedere termic.

Expresia curentului mediu efectiv (care determină penetrația B_z a îmbinării) este:

$$I_{ef} = \frac{1}{T}\sqrt{I_M^2 t_M + I_m^2 t_m} \qquad (1)$$

Așadar, în această situație, putem acționa asupra oricăruia din cei patru parametri (I_M, I_m, t_M, t_m) pentru a modifica penetrația. Ca urmare, există posibilitatea unei reglări mai precise a căldurii introduse în componentele îmbinării, decît în cazul clasic [1]. Stabilirea valorilor optime pentru parametrii regimului de sudare este îngreunată de numărul mare al acestora. În cele ce urmează, se prezintă o modalitate practică de soluționare a acestei probleme.

Determinarea curentului de bază I_m

Există două condiții impuse acestui parametru:

— să aibă o valoare insuficientă pentru topirea metalului de bază;
— să asigure menținerea unui arc electric stabil.

Intersecția acestor condiții determină un domeniu permis al valorilor lui I_m. Față de valorile recomandate în literatură [3], de circa 5—10A, considerăm că în cazul tablelor avînd grosimea de peste 3 mm sînt necesare valori între 15 A (pentru $\delta = 4 \ldots 6$ mm) și 30 A (pentru $\delta \geq 10 \ldots 12$ mm). În cazul tablelor subțiri (de exemplu sub 0,2 mm grosime), utilizînd procedeul WIG, cele două condiții nu se mai intersectează (curentul de bază care asigură menținerea unui arc stabil este prea mare pentru a nu produce topirea piesei). În acest domeniu este mai avantajoasă utilizarea arcului de microplasmă, alimentat în curent pulsat.

Determinarea duratei t_m, aferentă curentului de bază.

Condiția unei răciri suficiente a MB în intervalul dintre două pulsuri succesive se poate scrie:

$$t_m \geq (2 \ldots 3)\, t_M \qquad (2)$$

Nerespectarea acestei condiții conduce la acumularea unei cantități crescînde de căldură în îmbinarea sudată, deci la pierderea principalului avantaj al procedeului.

Determinarea curentului de vîrf I_M

Cercetări recente [1, 3] au relevat un fapt interesant: curentul I_M nu este o funcție de grosimea δ a materialului. Pentru table subțiri nu va fi redus, așa cum se întîmplă în cazul sudării, în curent constant. Curentul I_M este, esențialmente, o funcție de natura materialului. Dependența aceasta se poate exprima prin următoarea regresie liniară, dedusă pe baza datelor furnizate în [3, 4], avînd intensitatea corelației foarte bună (valoarea criteriului $r = 0{,}92$), [5]:

$$I_M = C_1 \cdot \alpha \qquad (3)$$

în care α [m²/s] este conductibilitatea termică a materialului, iar $C_1 = 1{,}45 \cdot 10^7$ [Asm^{-2}]. În tabelul 1 se prezintă valorile conductibilității termice pentru cîteva metale și aliaje uzuale. Aceste valori reprezintă media conductibilității în intervalul de temperaturi cuprins de la temperatura ambiantă pînă la cea de topire a materialelor respective.

În baza relației (3) va rezulta, pentru oțelul inoxidabil de exemplu, un curent I_M de 145 A. S-a constatat experimental că valorile recomandabile ale lui I_M, care asigură o îmbinare sudată de calitate, sînt cuprinse între 130 și 180 A (fig. 3). Se observă că sudarea cuprului și a aluminiului este dificil de realizat prin această metodă, datorită conductibilității termice mari a acestor metale. Datorită acestui fapt sînt necesari curenți de vîrf importanți și deci surse de alimentare speciale, care pot furniza impulsuri de curent de ordinul a 500 — 1000 A la o durată de ordinul milisecundelor. Aceste surse se bazează pe folosirea tranzistoarelor de putere [6] și permit reglarea cu mare precizie (abaterea tipică 1% de la valoarea prescrisă) a parametrilor regimului de sudare.

Determinarea duratei t_M aferente curentului de vîrf.

Valoarea curentului I_M este aleasă în funcție de natura materialului. Din acest motiv, singura modalitate de a obține pene-

Tabelul 1

Materialul	Nimonic pe 1G	OL carbon monel 400	OL inox. cu Ni	Nichel 200	CuBe	Aluminiu	Cupru
Conductibilitate termică	0,3	0,75	1	1,7	2	8,5	11,5

trația $B_z \simeq \delta$, dorită, este modificarea duratei t_M. S-a constatat că produsul $I_M t_M$ depinde numai de grosimea δ a tablelor care se sudează. Pe baza datelor experimentale și a celor din literatură [3, 4] se propune următoarea regresie :

$$I_M t_M = C_2 \cdot \delta^2 \qquad (4)$$

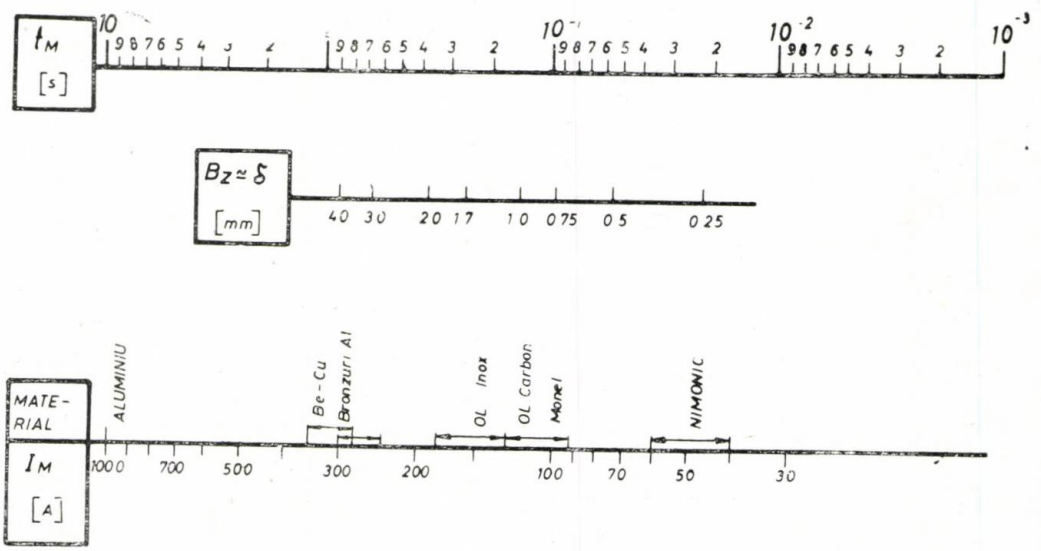


Fig. 2 Nomogramă pentru parametrii I_m și t_m ai regimului de sudare.

în care constanta C_2 are valoarea $15{,}5 \cdot 10^6$ [Asm^{-2}]. Valoarea criteriului r, de apreciere a intensității corelației [5] este, în acest caz, 0,94.

Comparînd relațiile (3) cu (4) se constată că putem exprima durata t_M, aferentă impulsului de curent, numai în funcție de natura și grosimea materialului :

$$t_M = C_3 \frac{\delta^2}{\alpha}, \qquad (5)$$

unde $C_3 = 1{,}07$ secunde.

Determinarea valorilor I_M și t_M se poate realiza pe cale grafică, cu ajutorul diagramei prezentate în figura 2 [3], pornind de la natura și grosimea materialului.

Determinarea vitezei de sudare v_s

În cazul curentului pulsat, cusătura se obține prin intrepătrunderea parțială a unor băi topite individuale, realizate fiecare în timpul unui impuls de curent. Spațiul care separă începutul a două băi consecutive (notat cu a în figura 3) este parcurs de către capul de sudare (care se deplasează cu viteza constantă v_s) într-o perioadă T ; de aici rezultă relația :

$$a = v_s \cdot t \qquad (6)$$

Cu cît viteza este mai redusă (presupunînd ceilalți parametri constanți), întrepătrunderea băilor este mai accentuată. Se propune definirea unui factor de întrepătrundere :

$$K_s = \frac{B_x - a}{B_x} = 1 - \frac{v_s T}{B_x} \qquad (7)$$

și al unui factor de formă al îmbinării :

$$K_f = \frac{B_x}{B_z} \simeq \frac{B_x}{\delta} \qquad (8)$$

Corelînd relațiile (5), (7) și (8) se obține :

$$v_s = \frac{K_u \cdot K_f (1 - K_s)}{C_3} \cdot \frac{\alpha}{\delta} \qquad (9)$$

unde $K_u = t_M / T$ reprezintă factorul de umplere (raportul ciclic) al curentului pulsat.

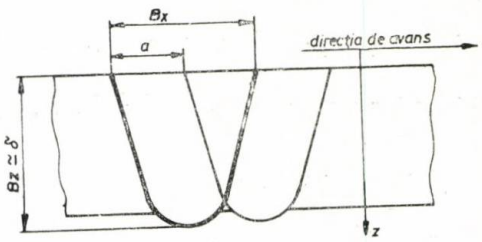


Fig. 3 Forma cusăturilor în cazul sudării în curent pulsat.

Pentru un metal de bază dat, v_s depinde de conductibilitatea termică α și penetrația δ. Apelînd la relația (3) se poate exprima viteza în funcție de curentul I_M:

$$v_s = \frac{K_u K_f (1 - K_s)}{C_1 C_3} \cdot \frac{I_M}{\delta} \qquad (10)$$

Se observă că, în cazul sudării cu electrod nefuzibil în curent pulsat, nu este posibilă mărirea vitezei de sudare (și deci a productivității) prin creșterea curentului.

Sintetizînd cele prezentate mai sus, se prezintă în figura 4 algoritmul determinării valorilor optimale ale parametrilor tehnologici, în cazul sudării cu electrod nefuzibil în mediu protector de gaz inert utilizînd curentul pulsat.

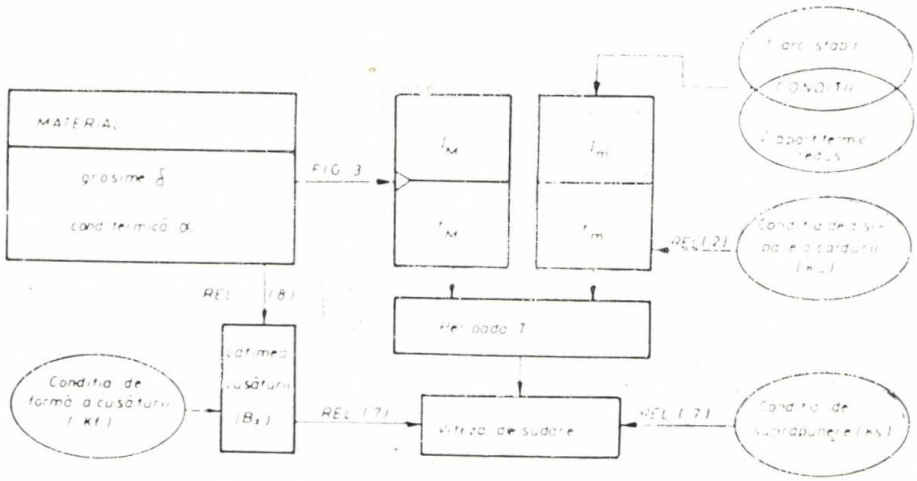


Fig. 4 Algoritmul determinării valorilor optimale ale parametrilor tehnologici în cazul sudării cu electrod nefuzibil utilizînd curentul pulsat.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Boughton, P.:* High Precision Pulsed TIG Welding Institute Conference „Advances in Welding Processes", April, 1976, paper 10.

[2] *Lundin, C. D., Ruprecht, W. J.:* Pulsed Curent Plasma Arc Welding. In: Welding Journal, 1/1974, pp. 11—19.

[3] *Needham, J. C.:* Pulsed TIG Welding. In: PTW Research Member Seminar, June 1973, The Welding Institute Cambridge, England.

[4] *Boughton, P.:* Penetration Characteristic of Pulsed TIG Welding. In: Metal construction, 11/1973.

[5] *Sălăgean, T.:* Statistică în domeniul cercetării științifice. In: Buletin ODPT, nr. 3/1973.

[6] *Houldcroft, P. T.:* Developing Precision Assembly by Welding. In: Metal construction, nr. 8/1977.

CZ : 621.791.669.18

Aspecte privind tehnologia de sudare a oțelurilor martensitice inoxidabile cu 12...14 % Crom utilizate în industria chimică și energetică

Ing. Horia **SELMEREANU**, ing. Nicolae **FARBAȘ**, ing. Romulus **PASCU** — I.S.I.M. Timișoara

Introducere

Dezvoltarea rapidă în ultimii ani a industriei chimice, petrochimice și energetice în țara noastră, a adus în prim-plan cercetarea unor oțeluri cu proprietăți fizico-mecanice deosebite. Este vorba între altele de oțelurile refractare martensitice care asigură concomitent o rezistență ridicată la coroziune și cavitație, împreună cu păstrarea unor caracteristici mecanice bune la temperaturi înalte de pînă la 600°C.

Oțelurile martensitice inoxidabile sînt autocălibile, adică se călesc în aer chiar la viteze de răcire relativ mici, fapt ce le face susceptibile la fisurare. Structura oțelurilor martensitice refractare cu 12...14% Cr depinde într-o măsură importantă de proporția carbonului și de natura și cantitatea elementelor de oligoaliere. Diagrama de echilibru Fe-Cr (fig. 1) prezintă o particularitate importantă privind „bucla austenitică", [1], [2]. Cromul fiind un element alfagen, restrînge

domeniul de existență al fazei σ la temperaturi ridicate (910 ... 1400°C). Bucla delimitează domeniile de concentrații și temperaturi în care există faza feritică și cea austenitică. Modificări ale formei diagramei se

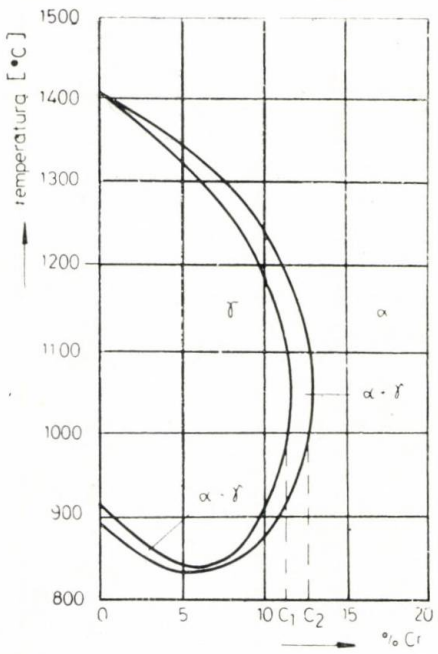


Fig. 1 Diagrama aliajului binar Fe-Cr în domeniul temperaturilor înalte.

pot produce sub acțiunea gamagenă a carbonului, care lărgește domeniul austenitic și pe cel al structurilor mixte. Pentru mărirea plasticității și a rezistenței la temperaturi înalte se introduc și alte elemente de aliere și anume siliciu, mangan, azot, nichel, aluminiu, sulf, wolfram, molibden, vanadiu, menținute sub nivelul de 5%.

Comportarea la sudare a oțelurilor martensitice refractare este mediocră și este determinată de apariția martensitei și de suprasaturarea cu carbon și azot a zonei influențate termic. Formarea martensitei în ZIT determină necesitatea măsurilor de preîncălzire la sudare și a tratamentelor termice post-sudare. Printr-un tratament termic de revenire înaltă la 600 ... 800°C martensita se descompune în sorbită și ca urmare are loc o creștere a valorilor rezilienței în ZIT.

Variantele posibile de tratament post-sudare ce rezultă din literatura de specialitate sînt :

— revenire înaltă ;
— călire urmată de revenire înaltă.

Întrucît călirea pune probleme deosebit de dificile, mai ales la piesele mari, trebuie stabilit dacă prin varianta a doua se obțin într-adevăr caracteristici mai bune, sau este suficientă efectuarea revenirii înalte.

Programul experimental

Cercetările pentru stabilirea tehnologiei de sudare s-au efectuat pe oțel martensitic refractar avînd compoziția chimică dată în %, din tabelul 1, conform STAS 3583—64.

Metalul de bază ales se găsea în stare laminată, cu tratamentul termic de normalizare conform STAS 6855—69.

Stabilirea tehnologiei de sudare presupune, în cazul oțelului investigat :

— alegerea temperaturilor de preîncălzire ;
— alegerea metalului de adaos ;
— determinarea parametrilor de sudare ;
— alegerea tratamentului post-sudare.

Alegerea temperaturilor de preîncălzire diferă esențial de la o sursă bibliografică la alta [3]. În general, acestea se aleg în funcție de temperaturile de început și sfîrșit a transformării bainitice, respectiv martensitice. Pentru experimentări, s-au ales temperaturi de preîncălzire situate peste M_s (300 ... 350°C) și între M_s și M_f (200 ... 250°C). Pentru fiecare din aceste situații s-a examinat comportarea oțelului la sudare, respectiv apariția fisurilor [4].

Metalul de adaos folosit pentru sudarea oțelurilor martensitice refractare este de tip martensitic (12% Cr) pentru realizarea îmbinărilor omogene și de tip austenitic (25 Cr 20 Ni) pentru realizarea îmbinărilor eterogene, în funcție de destinația structurilor sudate. S-au utilizat electrozi de fabricație românească, elaborați la I.S. Cîmpia Turzii, marca EI Cr 12, conform STAS 7241—69 și respectiv marca Cr 25 Ni 20 B, Nr. 376—74.

Compoziția chimică a acestor electrozi este dată în tabelul 2.

Compoziția chimică a oțelului investigat

Tabelul 1

C	Mn	Si	P	S	Ni	Mo	Cr	Cu
0,11	0,68	0,29	0,022	0,007	0,26	urme	12,87	0,07

Compoziția chimică a electrozilor utilizați

Tabelul 2

Tip electrod	C %	Mn %	Si %	Ni %	Cr %	V %	Mo %	Cu %
EI Cr 12	0,15—0,20	0,5—1,0	max. 0,6	0,5—0.8	10—14	0,15—0,30	—	—
Cr 25 Ni 20 B	0,08	2,25	0,52	20	25	—	0,10	0,17

Parametri optimi de sudare

Tabelul 3

Tipul îmbinării	Metalul de adaos	Diametrul electrod d (mm)	Curentul de sudare I_s (A)	Tensiunea arcului U_a (V)	Viteza de sudare V_s (m/h)	Energia liniară E_l (J/cm)	Temperat. de preîncălz. T (°C)
cap la cap omogenă	electrod EI Cr 12	2,5	110—115	22—23	6,5—7,5	(1,3—1,7) 10^4	300—320
		4	140—150	23—24	6,5—7,5	(1,3—1,7) 10^4	300—320
cap la cap eterogenă	electrod Cr 25 Ni 20 B	2,5	80—85	19—20	11,5—12,0	(0,47—0,75) 10^4	100—150
		4	150—155	22—23	11,5—12,0	(0,47—0,75) 10^4	100—150

Pentru stabilirea tehnologiei adecvate de sudare a oțelului investigat, s-au executat mai multe variante de îmbinări sudate, din care s-au reținut condițiile cuprinse în tabelul 3.

La îmbinările omogene s-a ales o viteză de sudare mică pentru a se asigura cordoane groase, iar la îmbinările eterogene o viteză de sudare mare, cu cordoane filiforme ca să se evite formarea fazelor fragile în metalul depus.

Tratamentele termice post-sudare s-au investigat cu ajutorul metodei simulării ciclurilor termice la sudare. Folosind o aparatură adecvată — simulatorul de cicluri termice LS 1402 — s-a reprodus, într-un volum mare de material, structura ce apare într-o anumită parte a zonei influențate termic a îmbinării sudate. Se pot cunoaște astfel valorile rezilienței și ale durității imediat după simulare, respectiv după aplicarea tratamentelor termice experimentale. În vederea cercetărilor s-au pregătit probe de 11 x 11 x 55 [mm^3], care au fost supuse unor cicluri termice având temperatura de vîrf de 1350°C, astfel încît timpul de răcire de la 800 la 500°C să fie cuprins între 11,9 și 12,8 s, reprezentînd viteze de 24,5 . . . 25,5°C/s. Întrucît depunerea cordoanelor succesive la sudare echivalează, pentru metalul de bază, cu repetarea ciclurilor termice și întrucît, în cazul oțelului investigat, are o mare importanță temperatura dintre cicluri, s-a aplicat, în cadrul unui program mai amplu, un număr variat de cicluri. Dintre acestea, în lucrarea de față se prezintă cazul repetării de trei ori a ciclului de bază, așa cum se indică în figura 2. Cercetarea influenței tratamentelor termice post-sudare s-a efectuat în două variante și anume :

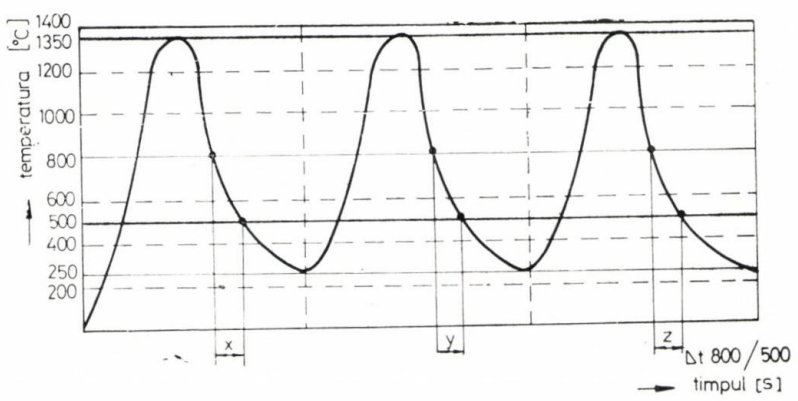


Fig. 2 Ciclurile termice de încălzire-răcire aplicate la simulator.

a. revenire 750°C/120 min/aer cu v_{inc} = 150°C/oră;
b. călire 975°C/20 min/aer + revenire 750°C 60 min/aer cu v_{inc} = 150°C/oră.

Probele astfel pregătite au servit apoi la cercetări structurale și fractografice, încercări de duritate și de încovoiere prin șoc în zonele influențate termic de ciclurile de încălzire aplicate.

Folosind rezultatele acestei cercetări, s-a trecut la executarea unor probe sudate cu cele două tipuri de electrozi, în condițiile din tabelul 3.

Rezultatele experimentale

Se prezintă pe larg rezultatele cercetărilor pentru stabilirea tratamentelor termice post-sudare, utilizînd metoda simulării ciclurilor termice. Ansamblul acestor rezultate

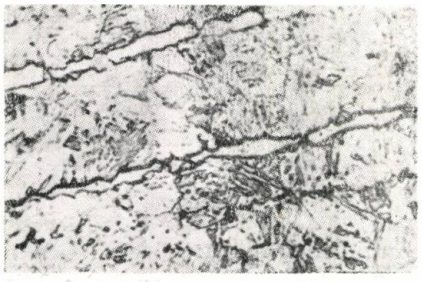


Fig. 3 Microstructura metalului de bază (MO).

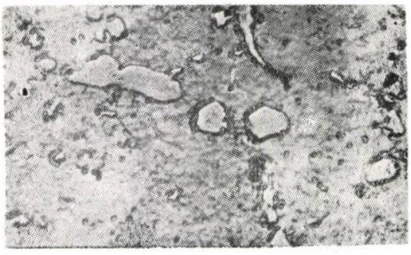


Fig. 4 Microstructura metalului de bază (ME).

experimentale este cuprins în tabelul 4. Materialul de bază, aflat în stare normalizată, este alcătuit din ferită și carburi de tipul $(FeCr)_{23}C_6$ cu tendințe de orientare (fig. 3, 4). Prin aplicarea celor trei cicluri de încălzire

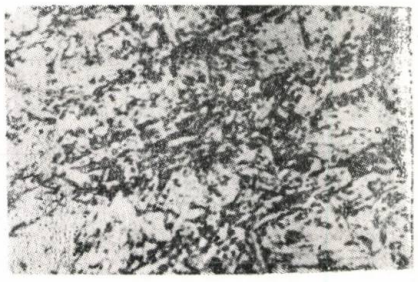


Fig. 5 Microstructura zonei influențate termic a probei S (MO).

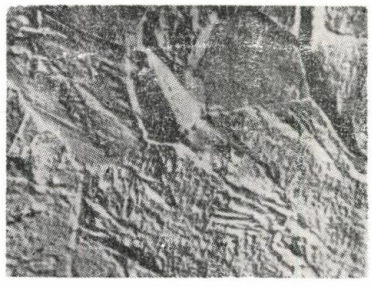


Fig. 6 Microstructura zonei influențate termic a probei S (ME).

în zona centrală a probelor se obține o structură puternic modificată, constînd din ferită cu carburi, martensită și austenită reziduală (fig. 5, 6). Duritatea crește în acest fel de la 197 HV5 la 460 HV5. Încercarea de încovoiere prin șoc executată pe probele de 11 x 11 x 55 [mm^3] după rectificarea la dimensiunea 10 x 10 x 55 [mm^3] și tăierea canalului

Tabelul 4

Condiții de execuție *)	Structura constatată		Duritatea maximă MB/ZIT (HV5)	Reziliența la 20°C (J)	Natura ruperii
	MB	ZIT			
S	Feritică cu carburi de tipul $(Fe\ Cr)_{23}C_6$ cu tendințe de orientare	Feritică cu carburi fine, martensită, austenită reziduală	460/197	4,4	fragil
S + R	Feritică cu carburi complexe de tip $(Fe\ Cr)_{23}C_6$	Feritică cu carburi abundente de tip $(Fe\ Cr)_{23}C_6$	225/195	167	ductil
S + C + R	Ferită cu carburi de tipul $(Fe\ Cr)_{23}C_6$ și austenită reziduală	Ferită cu carburi fine și austenită reziduală, tendință de descompunere (ferită și carburi)	208/216	161	intergranular

*) S — probe asupra cărora s-au aplicat ciclurile termice de simulare
C — probe călite după similare
R — probe revenite după similare

ISO-V, evidențiază o valoare medie foarte scăzută, de numai 4,4 J. Natura ruperii este fragilă, așa cum se observă în figura 7.

Fig. 7 Microfractografia probei S.

Aplicarea tratamentului de revenire (probelor supuse anterior ciclurilor termice), conduce la modificări ale structurii ZIT-ului. Martensita și austenita se descompun făcînd

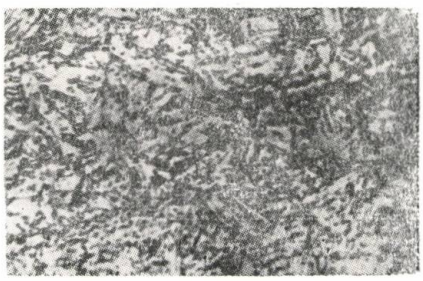


Fig. 8 Microstructura zonei influențate termic a probei S + R (MO).

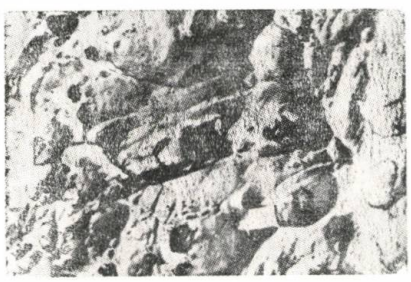


Fig. 9 Microfractografia probei S + R.

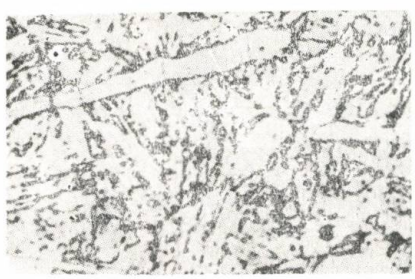


Fig. 10 Microstructura zonei influențate termic a probei S+C+R (MO).

loc unei structuri feritice cu carburi abundente (sorbită) cu duritatea de 225 HV5 (figura 8). Rezilienta crește în mod spectaculos de la 4,4 la 167 J, ruperea devenind ductilă (figura 9).

Tratamentul complet — călire + revenire — omogenizează într-o măsură avansată materialul probelor supuse anterior ciclurilor termice. Deși duritatea metalului de bază crește puțin aceasta nu mai diferă esențial de cea din regiunea ZIT-ului. Structural, se observă ferită și carburi, în timp ce austenita reziduală (zonele alungite din figura 10) s-a descompus și ea în aceiași constituienți. La microscopul electronic (figura 11) carburile din foștii grăunți de austenită prezintă

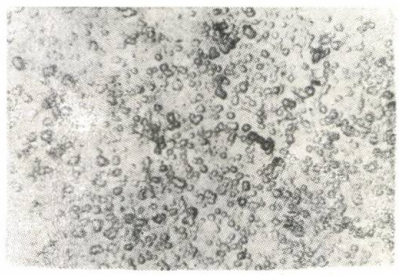


Fig. 11 Microstructura zonei influențate termic a probei S+C+R (ME).

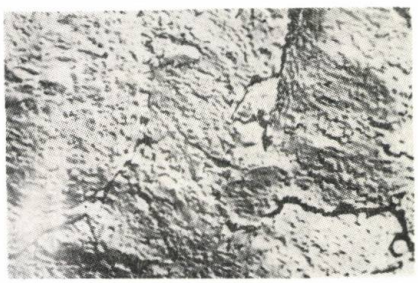


Fig. 12 Microfractografia probei S+C+R.

dimensiuni cuprinse între 0,1 și 0,2 μm. Rezilienta materialului — 161 J — nu diferă esențial de cea obținută în cazul precedent deși ruperea este intergranulară (figura 12).

Decizia privind tratamentul termic post-sudare cade asupra revenirii la 750°C/120 min/aer, întrucît rezultatele obținute nu justifică economicitatea aplicării tratamentului de călire.

Pentru realizarea probelor sudate, s-a utilizat procedeul de sudare cu electrozi înveliți. Temperaturile de preîncălzire alese — 200, 250, 300, 350°C — s-au dovedit a fi în totalitate corespunzătoare, întrucît prin sudare nu au apărut microfisuri, cu toate că durităților maxime în ZIT au depășit 350 HV5. Figurile 13, 14 prezintă aspectul macrostructural al celor două tipuri de îmbinări cu pregătirea rostului în dublu U.

Tratamentul termic post-sudare la îmbinările omogene elimină diferențele structurale ce apar în mod inevitabil la sudare. În cazul îmbinărilor eterogene, nu este posibilă apli-

carea unui tratament termic post-sudare, întrucît în intervalul de temperaturi în care se face revenirea pentru ZIT are loc fragilizarea oțelului utilizat ca metal de adaos, prin apariția fazei sigma.

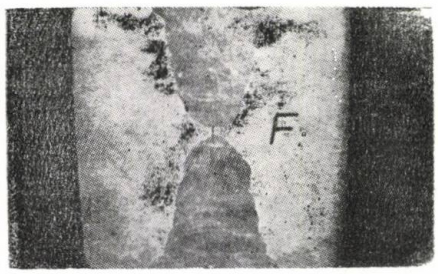


Fig. 13 Macrostructura probei sudate cu electrod EI Cr 12.

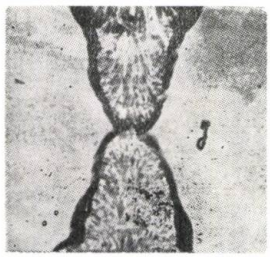


Fig. 14 Macrostructura probei sudate cu electrod Cr 25 Ni 20 B.

Încercările mecanice efectuate pe probe din îmbinări sudate au atestat, în ambele cazuri, valori apropiate de cele ale metalului de bază, ruperea avînd loc sistematic în metalul depus.

Concluzii

a. Temperatura de preîncălzire aleasă, între M_s și M_f asigură, în cazul ambelor variante de sudare, rezultate corespunzătoare, privind lipsa fisurilor atît în ZIT, cît și în metalul depus.

b. Metalul de adaos, de proveniență românească, permite executarea unor îmbinări ce asigură rezistența mecanică necesară în exploatarea structurilor sudate. Electrodul EI Cr 12 se recomandă pentru realizarea îmbinărilor omogene destinate utilajelor din industria chimică, iar electrodul Cr 25 Ni 20 B pentru realizarea îmbinărilor eterogene destinate utilajelor din industria energetică.

c. Parametrii de sudare, prevăzuți în tabelul 3, trebuie aleși în așa fel, încît să se evite formarea fisurilor la suduri.

d. Se recomandă ca tratament termic post-sudare o revenire înaltă de 750 C/120 min/aer, care asigură o omogenizare a materialului îmbinărilor realizate cu electrod EI Cr 12. La îmbinările eterogene realizate cu electrodul austenitic, se va evita orice tratament post-sudare, existînd pericolul fragilizării metalului de adaos.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Castro, R., Cadenet, J. J.:* Métallurgie du soudage des acièrs inoxidables et resistant à chaud, Paris, Dunod, 1968.

[2] *Colombier, L., Hochmann, J.:* Aciers inoxidables, Aciers réfractoires, Paris, Dunod, 1965.

[3] *Selmereanu, H. și colectiv:* Studiu documentar privind tehnologiile de sudare a oțelurilor martensitice inoxidabile, Memoriu tehnic, ISIM, 1976.

[4] *Nemoto, T., Wotanabe, K., Asakura, S.:* Simulated Heat — Affected Zone hotch toughness of 13% Cr cost Alloy steals, Doc. IIS—IIW—IX—578—68 — Paris.

CZ : 621.791.927.93 : 669.018.25

Tehnologie de încărcare sub flux a suprafețelor de etanșare a sertarelor pană de la armături industriale

Ing. Teofil **SUBU**, ing. Elfriede **PRELIPCEANU**, ing. Radu **PANAITESCU** — Institutul de sudură și încercări de materiale Timișoara

Introducere

Lucrarea cuprinde rezultatele cercetărilor și experimentărilor efectuate la ISIM — Timișoara, care au stat la baza elaborării materialelor de adaos (cuplu sîrmă — flux) și a tehnologiei de încărcare automată sub flux a elementelor de obturare (sertare pană).

Piesele pentru care s-a elaborat tehnologia lucrează în mediu corosiv (gaze, apă, vapori), la o temperatură pînă la 500°C și presiunea maximă de 400 bar. În figura 1 este prezentată schița unei piese (sertar pană flexibil).

Inițial suprafețele de etanșare ale pieselor s-au realizat prin încărcare manuală cu electrozi inoxidabili: FOX SKWAM și EI Cr 17 Mo în minimum 3 straturi obținîndu-se un metal depus (la nivelul suprafețelor de etanșare) cu următoarele caracteristici, prezentate în tabelul 1.

Aceste caracteristici tehnice asigură un metal depus corespunzător solicitărilor din exploatare.

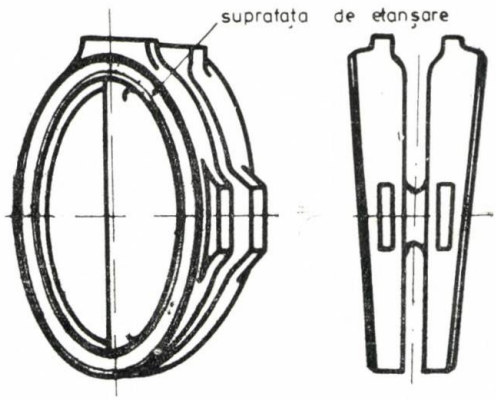


Fig. 1 Sertar pană flexibil.

Caracteristici tehnice ale MD manual cu electrozi înveliți, la nivelul suprafețelor de etanșare

Tabelul 1

Compoziția chimică %					Duritatea Vickers (HV5)
C	Mn	Si	Cr	Mo	
0,16— 0,24	0,3— 0,6	3,0— 0,6	12,0— 14,0	0,8— 1,5	430 — 530

Metalul de bază (MB)

Metalul de bază utilizat la fabricarea acestor piese este oțel turnat marca OTC 22 conform NI 115 T/1970. Compoziția chimică a MB, determinată la ISIM și la producător (IUP Tîrgoviște), precum și cea impusă prin normă, este prezentată în tabelul 2.

Rezultatele examinărilor microstructurale și a încercărilor de duritate executate pe probe prelevate din MB sînt prezentate în tabelul 3.

Materiale de adaos (MA)

Sîrma utilizată în cadrul experimentărilor a fost S 20 Mo C 170 cu diametrul de 4 mm, fabricată la Combinatul Metalurgic Cîmpia Turzii, conform OT 17/76, în cuplu cu fluxul ceramic FC — Cr 17 Mo, elaborat de ISIM — Timișoara. La alegerea sîrmei și elaborarea fluxului ceramic, s-a urmărit reproducerea compoziției chimice pe metalul depus, la nivelul suprafețelor de etanșare, determinată în cazul sudării manuale. Compoziția chimică a sîrmei, efectuată la Combinatul Metalurgic Cîmpia Turzii și ISIM Timișoara, este prezentată în tabelul 4.

Fluxul ceramic utilizat FC — Cr 17 Mo a fost elaborat de laboratorul pentru materiale de sudare al ISIM Timișoara, în mai multe

Compoziția chimică a MB

Tabelul 2

Determinări	Marcaj probă	Compoziția chimică %							
		C	Mn	Si	P	S	Cr	Ni	Mo
ISIM	A	0,173	0,6	0,395	0,019	0,013	—	—	—
	B	0,186	0,67	0,48	0,05	0,02	0,13	0,39	0,064
	C	0,23	0,86	0,58	0,012	0,013	0,17	0,30	0,042
IUP	Sarja 9725	0,22	0,60	0,70	0,048	0,028	0,14	—	—
NI 115T/ 1970	—	0,18— 0,25	0,50— 0,80	0,50 0,30—	max. 0,050	max. 0,050			
Abateri admise		+0,02	+0,10	+0,1	0,01	0,01	max. 0,3		

Constituienți structurali și durități ale MB

Tabelul 3

Marcaj probă	Examinări structurale Constituienți STAS 7626-66	Duritate Vickers (HV5) Valori individuale
A	Ferită și perlită. Structură de turnare granulară	151, 148, 152, 150, 151
C		221, 223, 223, 221, 216

Compoziția chimică a sîrmei S 20 Mo C 170

Tabelul 4

Determinări	Compoziția chimică %						
	C	Mn	Si	P	S	Cr	Mo
ISIM Timișoara	0,10	0,25	0,24	0,025	0,011	17,03	0,94
CM Cîmpia Turzii	0,10	0,24	0,20	0,018	0,007	16,7	1,18
cf. OT 17/76	max. 0,2	max. 0,5	max. 0,5	max. 0,03	max. 0,025	15,5— 17,5	1,0— 1,5

variante de compoziție chimică, pentru realizarea caracteristicilor tehnice impuse ale metalului depus (MD) la nivelul suprafețelor de etanșare. Desfășurarea cercetărilor pentru elaborarea fluxului pentru încărcare prin sudare a fost următoarea :

— experimentarea și alegerea sistemului de zgurifiere ;

— studierea alierii optime, determinată de flux în MD la nivelul suprafețelor de etanșare ;

— determinarea durității metalului depus ;

— asimilarea tehnologiei de fabricație ;

— definirea condițiilor tehnice de recepție.

În urma cercetărilor efectuate conform metodologiei prescrise s-a elaborat fluxul FC — Cr 17 Mo avînd la bază sistemul zgurifiant $MgO — CaF_2 — Al_2O_3 — SiO_2$. Compoziția chimică a MD cu sîrma S 20 Mo C 170 în cuplu cu două variante de flux ceramic, la nivelul suprafețelor de etanșare, este prezentată în tabelul 5.

Tehnologia de încărcare prin sudare

Parametrii tehnologici ai procedeului de încărcare prin sudare utilizați sînt prezentați în tabelul 8.

Alegerea acestui regim de sudare s-a făcut pe baza rezultatelor încercărilor experimentale efectuate cu diferiți parametri tehnologici și a avut ca scop realizarea unei geometrii corespunzătoare a depunerii, precum și o bună legătură între MD și MB, la o diluție minimă. Ordinea rîndurilor de sudură depuse pe suprafața de etanșare este prezentată în figura 2.

Rîndurile de sudură 1 și 2 din primul strat, respectiv rîndurile 3 și 4 din stratul doi (figura 2) s-au realizat continuu, fără întreruperea procesului de încărcare, prin translatarea capului de sudare spre centrul piesei cu 11—12 mm. Încărcarea s-a executat pe o instalație automată de încărcare sub flux și o masă de poziționare și rotire. Fluxul ceramic utilizat s-a menținut pe piesă cu ajutorul unui inel de cupru. În figura 3 se prezintă o piesă încărcată.

Compoziția chimică a MD cu sîrma S 20 Mo 170 în cuplu cu fluxul ceramic elaborat, la nivelul suprafețelor de etanșare

Tabelul 5

Flux ceramic (variante)	Marcaj probă	Compoziția chimică a MD, la nivelul suprafețelor de etanșare						
		C	Mn	Si	P	S	Cr	Mo
FC-Cr 17 Mo-A	A	0,17	0,41	0,41	0,025	0,007	13,34	0,94
FC-Cr 17 Mo-H	H	0,23	0,31	0,37	0,020	0,007	13,20	1,08

Rezultatele încercărilor de duritate HV5 pe MD la nivelul suprafețelor de etanșare, cu cele două variante de flux elaborat, sînt prezentate în tabelul 6.

Compoziția chimică și rezultatele încercărilor de duritate ale MD la nivelul suprafețelor de etanșare, prezentate în tabelele 5 și 6, se încadrează în limitele impuse (tabelul 1). Compoziția chimică a metalului depus, conform STAS 10953—77 (MD nediluat cu MB), cu sîrma S 20 Mo C 170 în cuplu cu varianta de flux finală, sînt prezentate în tabelul 7.

Rezultatele încercărilor de duritate ale MD, la nivelul suprafețelor de etanșare

Tabelul 6

Zona cercetată	Duritatea Vickers (HV5)	
	Marcaj probă : A	Marcaj probă : H
Metal depus (MD) la nivelul suprafețelor de etanșare	473 466 454 435 441	520 473 480 502 524

Compoziția chimică a MD (cu sîrma S 20 Mo C 170 în cuplu cu fluxul ceramic elaborat), nediluat cu MB

Tabelul 7

Flux ceramic (variante)	Determinări	Compoziția chimică %						
		C	Mn	Si	P	S	Cr	Mo
FC-Cr17Mo-H	cf. STAS-10953-77 (MD nediluat)	0,33	0,32	0,39	0,023	0,007	17,90	2,17
FC-Cr17Mo-A		0,21	0,32	0,35	0,017	0,0075	17,06	2,13
FC-Cr17-Mo (varianta finală)		0,18— 0,35	0,30— 0,70	0,30— 0,70	max. 0,03	max. 0,025	16,0— 18,0	1,5— 2,5

Parametrii tehnologici ai procedeului de încărcare automat sub flux

Tabelul 8

Diametrul sîrmei d_e	Intensitatea curentului de sudare, I_s	Tensiunea arcului, U_a	Viteza de sudare, V_s	Lungimea capăt. liber, l_e	Înălțimea stratului de flux, h_f	Nr. de straturi
(mm)	(A)	(V)	(m/min)	(mm)	(mm)	—
4	450±20	29±1	0,25	25— 30	25— 35	2

Fluxul ceramic utilizat prezintă o bună comportare la sudare : arc stabil, zgură autodetașabilă, aspect uniform al sudurii. Succesiunea operațiilor tehnologice în vederea încărcării unei piese este următoarea :

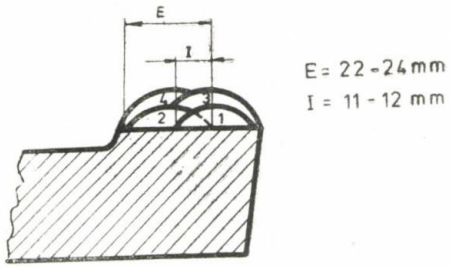


Fig. 2 Ordinea depunerii rîndurilor de sudură.

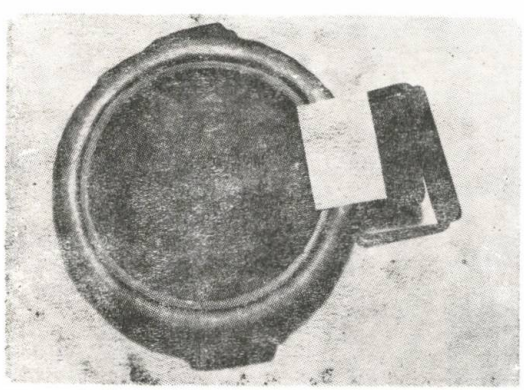


Fig. 3 Sertar pană încărcat.

— prelucrarea prin strunjire a ambelor suprafețe de etanșare a pieselor turnate la cota prescrisă ;

— încărcarea suprafeței de etanșare de pe o parte a piesei ;

— prelucrarea prin strunjire a suprafeței încărcate pînă la o grosime de MD prin încărcare, de 3 mm ;

— încărcarea suprafeței de etanșare a piesei de pe partea opusă ;

— prelucrarea finală a piesei încărcate, la cota prescrisă.

Verificarea tehnologiei de încărcare

Verificarea tehnologiei de încărcare prin sudare a pieselor s-a executat astfel :

1. la IUP Tîrgoviște pe standul de probă, la încercarea de rezistență la presiune și la încercarea de etanșeitate la presiune (conform STAS 7076—73, pct. 4.4 și 4.5) ;

2. la ISIM Timișoara, din punct de vedere al compoziției chimice, durității și structurii metalografice. În acest scop, dintr-o piesă încărcată automat sub flux cu tehnologia prescrisă, s-au prelevat probe pentru :

— analize chimice ;
— examinări structurale ;
— determinări sclerometrice.

Compoziția chimică a MD, precum și încercările de duritate determinate la nivelul suprafețelor de etanșare sînt prezentate în tabelul 9.

Din tabelul 9 se remarcă încadrarea compoziței chimice și durității MD la nivelul suprafețelor de etanșare, în prescripțiile tehnice impuse. Rezultatele încercărilor de du-

Compoziția chimică (%) și durităților MD la nivelul suprafețelor de etanșare, cu tehnologia definitivată

Tabelul 9

C	Mn	Si	P	S	Cr	Mo	Duritatea Vickers (HV5)
0,22	0,37	0,38	0,022	0,007	13,30	1,00	480, 520, 502, 473, 480

ritate executate în zonele MB, zona influențată termic (ZIT) și MD sînt prezentate în tabelul 10.

Rezultatele încercărilor de duritate

Tabelul 10

Zona cercetată	Duritatea Vickers (HV5)
MB	175, 174, 192
ZIT	227, 197, 178, 185, 188
MD	480, 473, 502

Din analiza structurală executată conform STAS 10—925/1—77 rezultă următoarele:

— în ZIT nu apar constituienți fragili, fapt consemnat și de durităților scăzute din această zonă (< 230 HV5);

— MD relevă o structură de turnare feritomartensitică, confirmată și de duritatea ridicată a depunerii, cuprinsă între 473 și 520 HV5.

Aprecieri economice

Rezultatele calculului estimativ al cheltuielilor directe (costurile materialelor de adaos și al manoperei de încărcare, al energiei electrice, precum și al productivității muncii), pentru încărcarea unei piese (sertar pană flexibil) prin cele două procedee de încărcare prin sudare (automat sub flux și manual cu electrozi înveliți) sînt prezentate sinoptic în tabelul 11.

Prin aplicarea tehnologiei de încărcare automată sub flux cu materiale de adaos indigene, rezultă conform datelor prezentate în tabelul 11, o economie de 26,5 lei/piesă, concomitent cu o creștere a productivității muncii de 58%.

Concluzii

1. La ISIM Timișoara s-a elaborat o tehnologie de încărcare sub flux a suprafețelor de etanșare a sertarelor de la armături industriale, cu materiale de adaos indigene.

2. Fluxul ceramic utilizat FC—Cr 17 Mo s-a elaborat în cadrul laboratorului pentru materiale de sudare al ISIM Timișoara.

3. Metalul depus cu sîrma S 20 Mo Cr 170 în cuplu cu fluxul FC—Cr 17 Mo prezintă la nivelul suprafeței de etanșare caracteristici tehnice corespunzătoare solicitărilor din exploatare.

4. Prin aplicarea acestei tehnologii la IUP Tîrgoviște:

Rezultatele calculului de eficiență economică

Tabelul 11

Procedeul de sudare	Indicatori estimați				
	Costuri materiale de adaos (lei/piesă)	Costuri manoperă (lei/piesă)	Costuri energie electrică (lei/piesă)	Total costuri (lei/piesă)	Productivitate (piese/schimb)
Manual cu electrozi înveliți	116,3	27,7	5,7	149,7	2,41
Automat sub flux	102,4	16,1	4,7	123,2	3,81

— crește productivitatea muncii datorită mecanizării operațiilor de încărcare prin sudare;

— se obțin importante economii valutare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Sălăgean, T.:* Sudarea cu arcul electric, Editura Facla, Timișoara, 1977.

[2] *Avram, I. Sălăgean, T.:* Procedee conexe sudării, Editura tehnică, București, 1963.

[3] *Miclosi, V., Lupescu, I.:* Sudarea prin topire a oțelurilor aliate, Editura tehnică, București, 1970.

[4] *Sălăgean, T.:* Fenomene fizice și metalurgice la sudarea cu arcul electric a oțelurilor, Editura Academiei București 1963.

[5] *Prelipceanu, E.:* Elaborarea tehnologiei de încărcare automată sub flux a suprafețelor de etanșare de la armături industriale, Memoriu ISIM vol. I, II, 1978.

CZ : 621.791

Aplicații ale sudării prin frecare în construcția de mașini

Ing. Ioan **ARJOCA** — Institutul de sudură și încercări de materiale Timișoara

Introducere

Sudarea prin frecare este un procedeu de sudare neelectrică prin presiune, la care energia calorică necesară realizării sudurii este obținută prin frecare dintre cele două componente de sudat [1].

Un ciclu de sudare prin frecare se poate delimita în trei etape : etapa de încălzire prin frecare, etapa de frînare și etapa de refulare.

Variația vitezei de rotație, a momentului de torsiune, a forței axiale și a scurtării în cursul unui ciclu de sudare sînt prezentate în figura 1.

În general, oțelurile nealiate, nichelul, oțelurile inoxidabile austenitice, chiar dacă capetele componentelor sînt acoperite cu pelicule de oxizi subțiri sau poroase, pot fi sudate cu ușurință și nu ridică probleme în alegerea valorilor parametrilor regimului de sudare. Materialele cu rezistență ridicată, sau acelea acoperite cu pelicule de oxizi groase și compacte necesită un ciclu de încălzire prin frecare și de refulare mai lung, iar limitele între care pot varia valorile parametrilor sînt mult mai apropiate decît în cazul

ca de exemplu cuprul și aluminiul, se sudează prin utilizarea unor viteze de rotație ridicate, asociate cu timpii de sudare minimi pentru micșorarea zonei influențate termic.

Procedeul de sudare prin frecare are următoarele avantaje față de alte procedee :

— se pot executa îmbinări între materiale diferite din punct de vedere al compoziției chimice (de exemplu Cu + Al, Al + oțel inoxidabil, etc.), sau al temperaturii de topire (de exemplu tantal 3000°C cu oțel 1500°C) ;

— se pot suda piese cu secțiuni diferite ;

— sudarea prin frecare se execută fără arderi de material (nu pătrunde aerul între suprafețele cu contact și nu se depășește temperatura de topire a materialului) ;

— se încarcă simetric rețeaua electrică (pentru acționarea mașinilor se folosesc motoare electrice trifazate) ;

— se realizează un factor de putere — cos ∅ — bun. (0,85)

— consumul specific de energie este mai mic, în comparație cu alte procedee de sudare (spre exemplu sudarea prin topire intermediară) ;

— procedeul asigură reproductibilitatea regimurilor de sudare ;

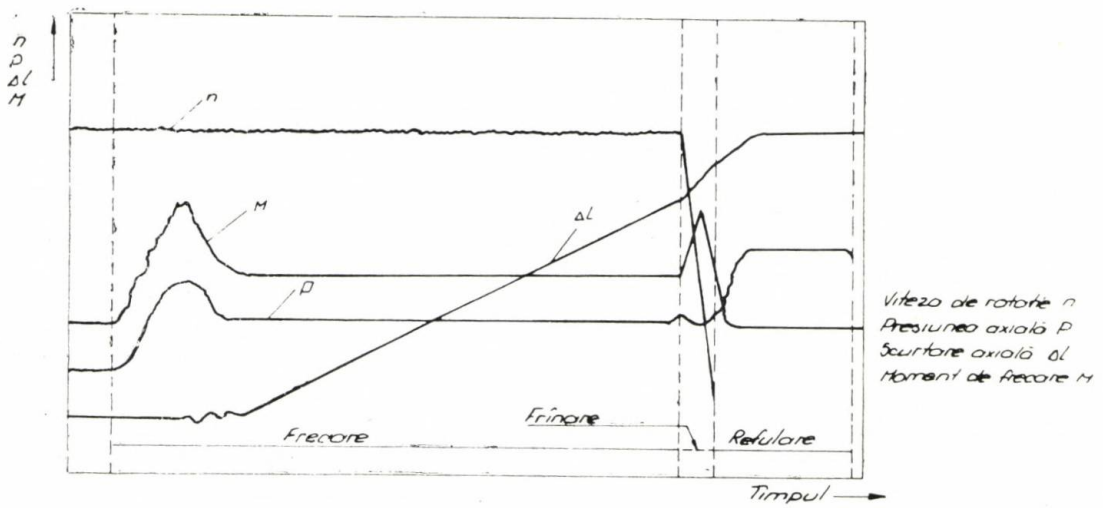


Fig. 1 Variația vitezei de rotație, a momentului de torsiune, a forței axiale și a scurtării axiale în cursul unui ciclu de sudare.

anterior. În această categorie intră aliajele de aluminiu, de cobalt, oțelurile aliate, oțelurile inoxidabile martensitice și aliajele la cald. Materialele cu conductibilitate ridicată,

— nu apar proiecții de materiale incandescente (scîntei) sau degajări de gaze, lucrîndu-se într-o atmosferă curată și în condiții igienice ;

— mașinile de sudat prin frecare au o productivitate ridicată ; cele universale în funcție de dimensiunile componentelor asigură 60 ... 120 suduri/oră, iar cele specializate pot asigura pînă la 300 suduri/oră ;

— mașinile de sudat prin frecare pot fi ușor incluse în linii automate, prin automatizarea alimentării cu componente de sudat și a scoaterii din mașină a pieselor sudate.

Aplicații

Sudarea prin frecare datorită avantajelor sale tehnice și economice își găsește aplicabilitatea în următoarele ramuri industriale :

— confecționarea sculelor așchietoare de tipul : burghie, freze, tarozi, etc. ;

— în industria electromecanică, la confecționarea arborilor motor, arbori de turbină, diverse elemente mecanice compuse ;

— în industria de motoare ,la fabricarea supapelor, a elementelor de arbori cotiți, a axelor pompelor de injecție ;

— în industria de automobile, la fabricarea barelor de transmisie și direcție, la pinioanele de arbori și angrenajele cutiilor de viteze etc ;

— în canalizare, la alimentarea cu apă sau gaze, la sudarea diferitelor țevi și conducte „în teren" ;

— în industria electrotehnică, la sudarea conductorilor de alimentare cu energie electrică, din cupru sau din aluminiu ;

— în industria maselor plastice.

Pentru exemplificare, se prezintă cîteva dintre tehnologiile de sudare prin frecare, realizate de ISIM și aplicate în industria constructoare de mașini din țară. Aceste tehnologii au fost experimentate pe mașinile de sudat prin frecare MSF — 5 și MSF — 10, proiectate și realizate de ISIM, în colaborare cu alte unități din țară.

Date comparative privind procedeele de sudare prin frecare și sudare prin topire intermediară

Tabelul 1

		sudare prin frecare	sudare prin topire intermediară
∅ 18 mm	Timpi de sudare		t_s = 36 sec.
	Extindere ZIT: OLC 45 DMo 5	 8 mm 4 mm	 12 mm 8 mm
	Duritate maximă: ZIT OLC 45 ZIT DMo 5	 260 HV 10 360 HV 5	 220 HV 10 360 HV 5
	Torsiune	452°	247°
	Rezistența medie la tracțiune	673 N/mm²	599 N/mm²
	Structură	Ferito-perlitică cu grăunți foarte fini cu carburi complexe	Necorespunzătoare avînd formațiuni de ledeburită în oțel
∅ 13 mm	Timpi de sudare	t_f = 7,44 sec. t_r = 7,16 sec. t_s = 14,60 sec.	t_s = 36 sec.
	Extindere ZIT: OLC 45 Rp 3	 12 mm 7 mm	 16 mm 10 mm
	Duritate maximă: ZIT OLC 45 ZIT Rp 3	 240 HV 350 HV	 220 HV 340 HV
	Rezistența medie la tracțiune	653 N/mm²	632 N/mm²
	Torsiune	670°	263°
	Structură	Ferito-perlitică cu grăunți foarte fini cu carburi complexe	Necorespunzătoare avînd formațiuni de ledeburită în oțel

Sudarea prin frecare a sculelor aşchietoare

Confecţionarea sculelor din două părţi prin sudare, respectiv partea activă din oţel aliat şi coada sculei din oţel de construcţii, conduce la o economie însemnată de oţel aliat. De asemenea, confecţionarea cozii sculei dintr-un material mai tenace (cum este oţelul OLC 45) are ca efect amortizarea vibraţiilor ce apar în procesul de aşchiere. Pînă la apariţia procedeului de sudare prin frecare sculele s-au sudat electric prin presiune şi prin topire intermediară.

Semifabricate de ∅ 12 şi ∅ 16 mm din oţel de scule D Mo 5 şi Rp 3 s-au sudat prin frecare cu cozi din OLC 45 de acelaşi diametru. Sudurile obţinute s-au comparat cu suduri realizate prin procedeul electric prin topire intermediară. Sudurile s-au analizat din punct de vedere al timpului de sudare, al extinderii ZIT, al structurii metalografice, al durităţii maxime în ZIT, al rezistenţei la tracţiune, şi al unghiului de răsucire pînă la rupere, obţinîndu-se rezultatele prezentate în tabelul 1. Pe lîngă avantajele prezentate în tabelul 1, a crescut precizia geometrică (coaxialitatea) pieselor sudate prin frecare şi rebuturile la sudare au fost eliminate aproape în întregime.

Regimurile de sudare prin frecare a semifabricatelor de scule sînt prezentate în tabelul 2.

La sudarea a două materiale care se deformează plastic diferit (cazul sculelor), se utilizează matriţe de formare de forma celei prezentate în figura 2.

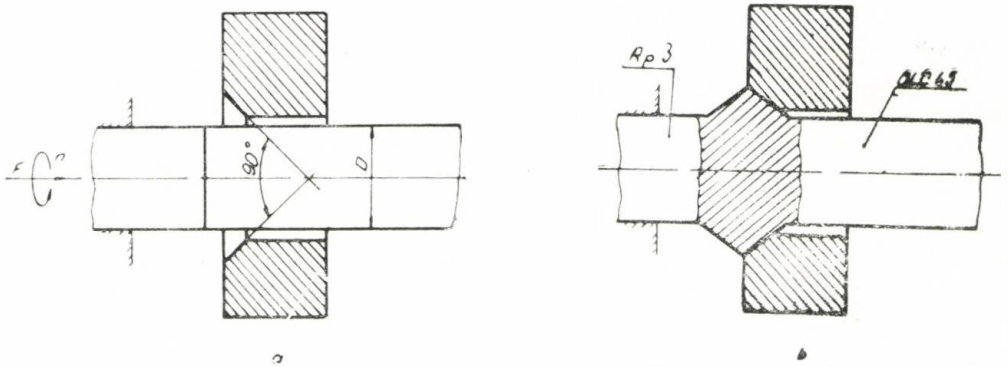
Aceste matriţe se montează pe materialele care se deformează mai uşor, împiedicînd astfel formarea unei bavuri excesive la acest material şi obligînd deformarea celuilalt.

Parametrii regimului de sudare prin frecare la sudarea sculelor

Tabelul 2

Combinaţia de materiale	D Mo 5 + OLC 45		Rp 3 + OLC 45	
Diametrul barelor [mm]	12	16	16	22
Viteza de rotaţie [rot/min]	1450			
Presiunea de frecare [N mm]	300	250	250	130
Presiunea de refulare [N/mm^2]	300	250	250	130
Timpul de frecare [secunde]	2,3	7,44	7,44	18,56
Timpul de refulare [secunde]	7,16	7,66	7,16	7,16
Scurtarea totală la sudare [mm]	4,6	6,5	6,1	9,1

Piesele sudate se pot prelucra în continuare numai după aplicarea unui tratament termic. Imediat după sudare piesele se introduc într-un cuptor încălzit la 450—500°C. După terminarea sudării pieselor dintr-un anumit lot, temperatura cuptorului se ridică la 840 . . . 850°C care se menţine 240 minute şi piesele se răcesc în cuptor.



a b

Fig. 2. Matriţa de formare a bavurii.

Sudarea prin frecare a rolelor de benzi rulante

În vederea măririi productivității muncii, tehnologia de sudare manuală a axului rolelor (figura 3) s-a înlocuit cu sudarea prin frecare a acestora.

În tabelul 3 sînt prezentate regimurile de sudare prin frecare aplicate la trei tipodimensiuni de role. Aceste regimuri au fost determinate prin optimizarea parametrilor: timp de frecare, presiunea de frecare, presiunea de refulare folosind metoda rețelei (Pattern Scarch) și considerînd drept criterii de optimizare, rezistența la tracțiune a îmbinărilor sudate (criteriu de calitate), scurtarea axială a pieselor (criteriu economic) și aspectul macro și microstructural al îmbinării (criteriu de calitate).

Făcînd un calcul al eficienței economice, s-a ajuns la concluzia că sudarea prin frecare costă de 8,20 . . . 8,75 ori mai puțin (funcție de tipodimensiune) decît sudarea manuală.

Sudarea prin frecare a rotoarelor de turbină utilizate la supraalimentarea motoarelor Diesel

Partea de rotor (figura 4) este confecționată dintr-un aliaj turboterm, de cobalt W 4989 (C = 0,40%, Mn = 0,60, Si = 0,38%, S = 0,018%, P = 0,014%, Cr = 19,70%, Ni = 20%, Mo = 3,70, W + Nb = 7,90%, Fe = 5%, Co — restul) iar arborele din oțel OLC 45.

S-a folosit următorul regim de sudare: viteza de rotație 1450 rot/min., timp de frecare 23,80 secunde, timp de refulare 7,16 secunde, presiune de frecare 140 N/mm², presiune de refulare 250 N/mm².

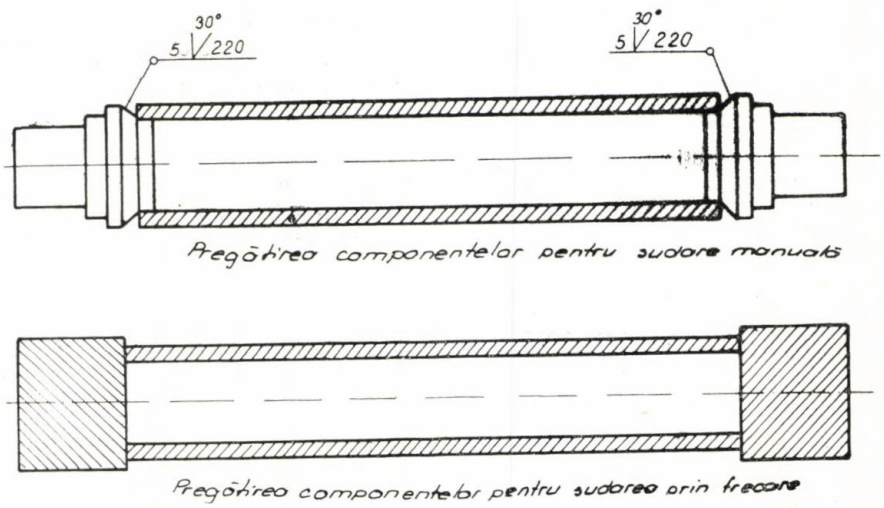


Fig. 3 Pregătirea componentelor în vederea sudării

Parametrii regimului de sudare prin frecare la sudarea rolelor de benzi rulante

Tabelul 3

Tipul îmbinării	n [rot/min]	Regimul recomandat					Valoarea medie a scurtării totale la sudare [mm]
		P frec. [N/mm²]	P refulare [N/mm²]	t frec. [s]	t frînare [s]	t refulare [s]	
D1 bază ∅ 36 mm (OLC 50) țeavă ∅36 x 6 (OLT 35)	1450	40	80	3,22	0,09	2,21	3,1
D2 bară ∅ 45 mm (OL 37) țeavă ∅ 42 mm x 4 (OLT 35)	1450	50	100	3,22	0,09	2,21	5,7
D3 bară ∅ 48 mm (OL 37) țeavă ∅ 45 mm x 4 (OLT 35)	1450	40	80	4,52	0,09	2,21	3,7

Sudarea prin frecare a acestor rotoare a înlocuit sudarea manuală. Piesele sudate manual nu au asigurat o precizie geometrică corespunzătoare, o bună parte din ele fiind rebutate. Aplicarea procedeului de sudare prin frecare, în comparație cu sudarea manuală, a dus la obținerea de economii de ma-

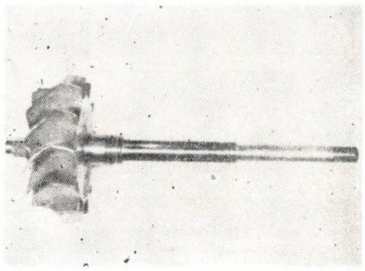


Fig. 4 Rotor de turbină sudat prin frecare

noperă, material și energie electrică, obținerea de îmbinări calitativ superioare, din punct de vedere al preciziei geometrice a îmbinării, al rezistenței la tracțiune și al aspectului macro și microstructural al îmbinării.

Sudarea prin frecare a axelor planetare

Axele planetare s-au sudat prin frecare pentru a înlocui axele planetare forjate. Prin

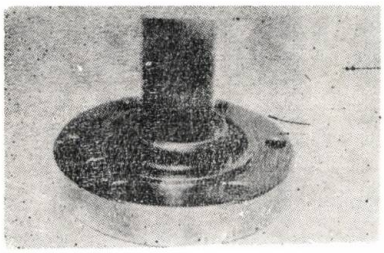


Fig. 5 Ax planetar sudat prin frecare

aceasta s-au obținut economii de manoperă, materiale și energie electrică, astfel, că un semifabricat sudat prin frecare costă de 5 ori mai puțin decît un semifabricat forjat.

Axele planetare sudate prin frecare au componentele pregătite din bare laminate de oțel 41 Mo C 11, prelucrate în forma în care se vede în figura 5.

În zona sudurii axul are diametrul de 32 mm și pentru sudare s-a folosit următorul regim : turația 1450 rot/min, forța de frecare 40 kN, forța de refulare 80 kN, timp de frecare 24 secunde, timp de refulare 7 secunde.

Concluzii

Aplicarea procedeului de sudare prin frecare conduce la obținerea unor importante economii de manoperă, materiale și energie.

Calitatea sudurilor prin frecare este superioară celei realizate prin sudarea cu arc electric și electric prin presiune.

Extinderea aplicării procedeului de sudare prin frecare este posibilă prin asimilarea în țară a mașinilor proiectate și realizate de ISIM.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Boarna, C., Dehelean, D., Arjoca, I.* : Procedee neconvenționale de sudare. Editura Facla, Timișoara, 1980.

[2] *Ellis, C.R.G.* : Continous Drive Friction Welding of Mild Steel, Welding Research, nr. 4, 1972.

[3] * * * The frasent State of the Aplications of Electron Bean Welding and Friction Welding — Public Colloquim — I.I.W. 1973.

[4] *Arjoca, I., Dina, Gh.* : Sudarea prin frecare a rotoarelor de turbină. Sesiunea de comunicări ISIM, 1977.

[5] *Arjoca, I., Dina, Gh.* : Calculul eficienței tehnico-economice a aplicării sudării prin frecare cu particularizarea al sudarea rolelor transportoare miniere. Sesiunea de comunicări ISIM — 1978.

CZ : 621.791.763

Analiza complianței mașinilor de sudat în puncte, în relief sau în linie

Ing. Petru **ȚENCHEA**, ing. Dorel **FLUERAȘ** — Institutul de sudură și încercări de materiale Timișoara

1. Perfecționarea continuă a tehnicii de realizare a mașinilor de sudat electric prin presiune, în puncte, în relief sau în linie, precum și evoluția dinamică a cerințelor calitative impuse îmbinărilor sudate, a condus (pe plan mondial) la stabilirea unor criterii complexe de apreciere a calității și la reglementarea unor condiții riguroase de recepție a acestor mașini.

Unul dintre criteriile de calitate utilizate este complianța, care reprezintă deplasarea electrozilor de contact față de poziția lor inițială în stare neîncărcată, atunci cînd se aplică o forță de apăsare egală cu unitatea. Deplasarea se măsoară pe direcția forței aplicate și/sau pe o direcție perpendiculară pe aceasta. Deplasările electrozilor de contact se datoresc aplicării forței de apăsare ce pro-

voacă deformarea braţelor maşinii şi consumarea jocurilor existente în sistemele de acţionare şi ghidare.

Complianţa caracterizează atît comportarea mecanică, cît şi precizia de lucru a maşinii, fiind astfel un criteriu util la proiectarea şi realizarea unor maşini de sudat cu performanţe superioare.

2. Pe plan internaţional, în cadrul ISO, se utilizează, pentru definirea complianţei maşinii, defectul geometric de contact. Acesta este dat de abaterea de poziţie a suprafeţelor de lucru în contact, în condiţii de încărcare mecanică, specificate.

În cazul maşinilor de sudat în puncte sau în linie, defectul geometric de contact este exprimat prin excentricitatea $g = b - a$ (deplasarea relativă) dintre centrele feţelor de lucru ale electrozilor de contact, respectiv prin abaterea unghiulară $\alpha = \alpha_2 - \alpha_1$, pentru două încărcări succesive (figura 1). Excen-

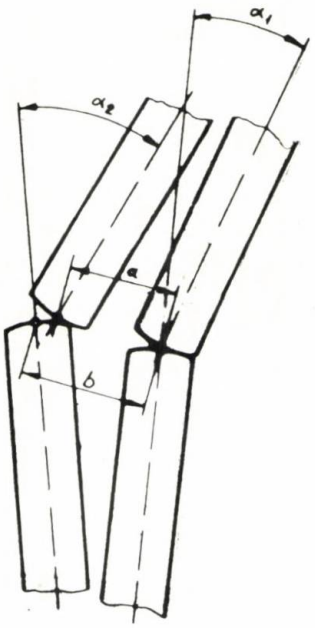


Fig. 1 Defectul geometric de contact în cazul unei maşini de sudat în puncte sau în linie.

tricitatea poate fi completată cu deplasarea verticală a electrozilor de contact (săgeata) la aplicarea sarcinii.

În cazul maşinilor de sudat în relief, defectul geometric de contact este exprimat prin deplasarea pe verticală a platourilor de lucru $h = b_1 - b_2$ şi excentricitatea g, la aplicarea forţei de apăsare, comparativ cu situaţia iniţială (figura 2).

În figura 3 se dă un exemplu de sudură în linie defectuoasă, provocată de o abatere unghiulară α prea mare a axelor rolelor electrod.

În figura 4 se arată influenţa rigidităţii maşinii asupra calităţii sudurilor în relief.

3. Determinarea defectelor geometrice de contact se efectuează după diferite metode, dintre care se prezintă cele recomandate de ISO 669, STAS 11051—79 şi DVS 2913—1978.

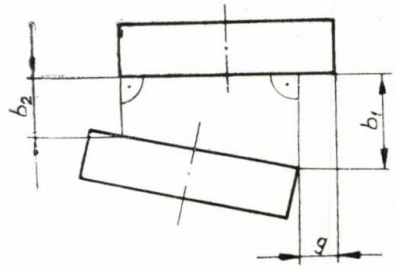


Fig. 2 Defectul geometric de contact în cazul unei maşini de sudat în relief.

Încercările se efectuează pe o maşină reglată pentru a obţine valorile maxime: a cursei electrodului, a lungimii braţelor, şi a deschiderii între braţe, fără conectarea curentului de sudare. Măsurările se fac sub acţiunea următoarelor forţe: 10% din forţa maximă de apăsare, 50% din aceasta şi 100% din forţa maximă de apăsare.

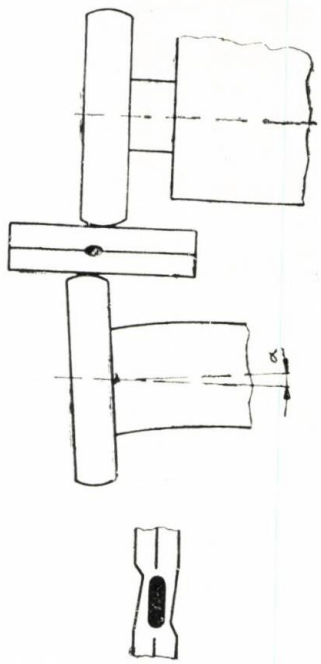


Fig. 3 Influenţa rigidităţii maşinii asupra calităţii unei suduri în linie.

Rezultatele obţinute pentru fiecare valoare a forţei se exprimă în milimetri radiani sau procente, în condiţiile specifice fiecărui caz în parte. În cazul schimbării direcţiei de

deplasare la schimbarea forței, această inversare se semnalează prin asocierea la rezultat a semnului plus sau minus.

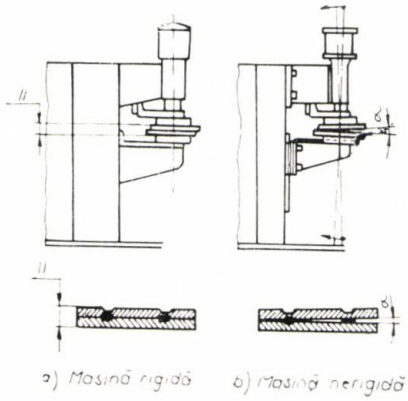


Fig. 4 Influența rigidității mașinii asupra calității unei suduri în relief.

Verificarea complianței mașinilor de sudat în puncte sau relief se efectuează cu ajutorul a doi electrozi tampon (figurile 5, 6 și 7), montați în locul electrozilor de contact, astfel încît fețele discurilor să fie paralele și excentricitatea să nu fie mai mare de 0,05 mm. Între suprafețele electrozilor tampon se montează o bilă centrată cu ajutorul unui dispozitiv adecvat. Un exemplu de astfel de dispozitiv este prezentat în figura 6. Diametrul bilei și materialul discurilor se aleg astfel, încît, la aplicarea forței maxime de apăsare, să nu se imprime amprente pe suprafețele în contact, recomandîndu-se ca aceasta să fie din oțel călit.

Excentricitatea se determină prin măsurarea directă a cotei g (figura 8), cu o precizie de 0,01 mm.

Pentru determinarea unghiului α sau a abaterii de la paralelism, se măsoară distanțele b_1 și b_2 (figura 8). Unghiul exprimat în radiani, se calculează cu relația :

$$\alpha = \frac{b_1 - b_2}{100},$$

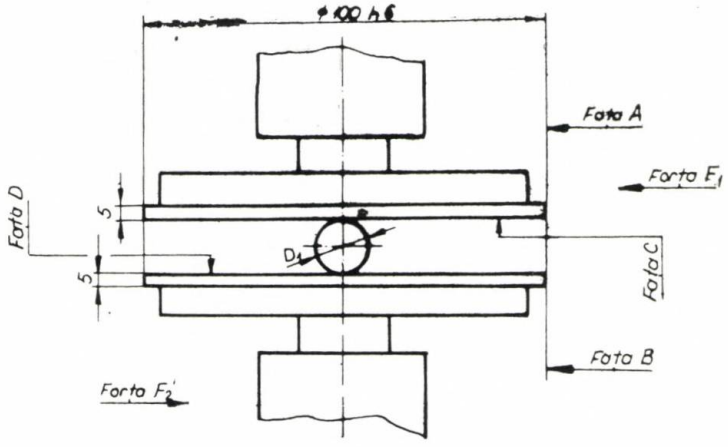


Fig. 5 Dispozitiv de verificare a complianței mașinilor de sudat în puncte.

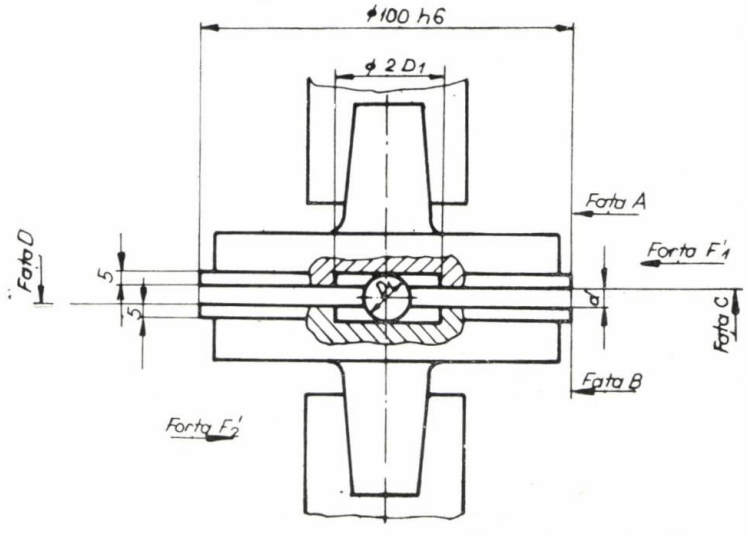


Fig. 6 Dispozitiv de centrare a bilei la verificarea complianței mașinilor de sudat în puncte.

sau cu relația :

$$\alpha = \frac{b_1 - b_2}{d_1},$$

în cazul utilizării unor electrozi tampon cu diametrul mai mic de 100 mm.

Abaterea de la paralelism se exprimă prin diferența $b_1 - b_2$.

Pentru estimarea complianței mașinii, la utilizarea electrozilor de contact îndoiți, se aplică simultan forța maximă de apăsare F_{max}

Se măsoară cu o precizie de 0,01 mm dimensiunile a_1 și b_1 în situația fără încărcare (figura 9) și dimensiunile a_2 și b_2, sub acțiunea forței maxime de apăsare (figura 10). Dimensiunile a_1 și a_2 se determină în dreptul muchiei inferioare a rolei superioare, iar dimensiunile b_1 și b_2 în dreptul muchiei superioare a rolei superioare.

Excentricitatea g se determină prin diferența $g = a_1 - a_2$.

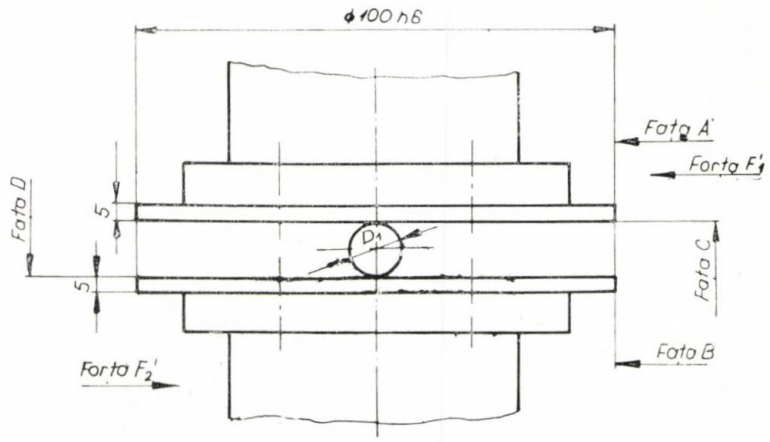


Fig. 7 Dispozitiv de verificare a complianței mașinilor de sudat în relief

și două forțe laterale opuse F'_1 și F'_2, egale cu 10% din valoarea lui F_{max}, în plane paralele cu fețele C și D și în direcția cea mai defavorabilă pentru mașina care se încearcă (figurile 5, 6 și 7). Excentricitatea g_1 se măsoară direct, în milimetri. Încercarea se repetă cu inversarea locului de aplicare a forțelor F'_1 și F'_2.

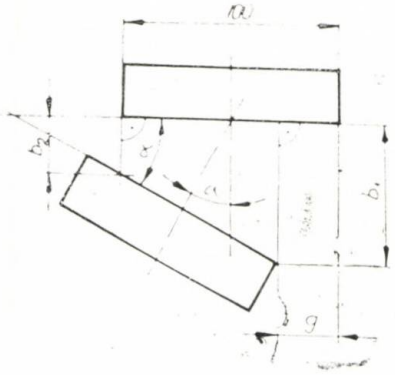


Fig. 8 Măsurarea excentricității în cazul mașinilor de sudat în puncte sau în relief.

Verificarea complianței mașinilor de sudat în linie se efectuează cu ajutorul unui dispozitiv cu două cuțite, aplicat pe rola electrod inferioară (figurile 9 și 10).

Unghiurile α_1, α_2 și α se determină, în radiani, cu relațiile :

$$\alpha_1 = \frac{b_1 - a_1}{h} \qquad \alpha_2 = \frac{b_2 - a_2}{h} \qquad \alpha = \alpha_2 - \alpha_1$$

4. Reglementările existente privind complianța mașinilor de sudat în puncte, în relief, sau în linie prevăd limite de admisibilitate ce constituie un criteriu pentru controlul tehnic de calitate al mașinilor. Pentru exem-

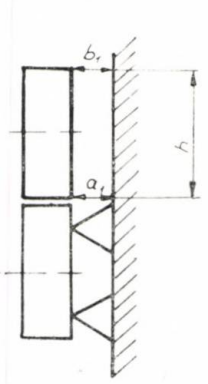


Fig 9

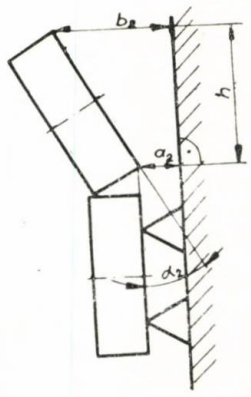


Fig. 10

Fig. 9 Dispozitiv de verificare a complianței mașinilor de sudat în linie, fără aplicarea forței.
Fig. 10 Dispozitiv de verificare a complianței mașinilor de sudat în linie, la aplicarea forței.

plificare, se prezintă în tabelul 1 valorile înscrise în cîteva standarde, pentru excentricitatea și deplasarea pe verticală (săgeata), ale mașinilor de sudat în puncte sau în linie.

Valorile defectelor geometrice de contact prescrise de standarde

Tabelul 1

Standardul	STAS 11051—79 PN — 75/M — 69132 *)			GOST 297 — 73 CSN 05 2010 — 1976		
Lungimea brațelor l, [mm]	$\leqslant 500$	$500 < l \leqslant 1200$	< 1200	$\leqslant 500$	$500 < l \leqslant 1200$	> 1200
Deplasarea pe verticală (săgeata), [mm]						
— mașini de sudat în puncte de tip presă	1,5	2	3	1,2	1,6	2,5
— mașini de sudat în puncte cu braț oscilant și mașini de sudat în linie	1,5	2	3	1,5	2,0	2,5
Excentricitatea g [mm]	10% din grosimea totală a pieselor de sudat					

*) Norma poloneză nu prescrie valori pentru excentricitate

5. Analiza condițiilor tehnice privind complianța și a soluțiilor constructive adoptate la realizarea mașinilor de sudat în puncte tip presă, evidențiază **cîteva aspecte ce vizează îmbunătățirea complianței și reducerea defectelor geometrice de contact.**

Prevederile STAS 11051—79 sînt mai puțin severe decît cele ale standardelor sovietic și cehoslovac, fiind astfel necesară, cu ocazia primei revizuiri, o reanalizare a valorilor săgeții.

Excentricitatea electrozilor de contact crește odată cu creșterea lungimii electrozilor, a săgeții pe verticală a electrozilor și a jocului între piston și cilindru, rezultînd astfel măsurile ce trebuie luate la proiectarea și execuția mașinilor, pentru îmbunătățirea complianței.

Utilizarea unor cilindri și pistoane lungi (pistoane plunger) de diametre mici, în vederea realizării unor forțe de frecare mici și a unor jocuri reduse la ajustajul piston — cilindru, contribuie la reducerea excentricității brațului de fixare a electrodului și la micșorarea momentului de frecare din cilindru.

Folosirea unor sisteme de etanșare elastice la ansamblul piston — cilindru este neindicată, întrucît excentricitățile produse de jocul între piston și cilindru pot provoca depășirea valorilor admisibile.

Tendința de a egaliza rigiditățile celor două brațe și, prin aceasta, de a reduce săgeata pe verticală a electrozilor de contact trebuie limitată din considerente economice, întrucît brațul pe care se montează sistemul de producere a forței se dimensionează la sarcini suplimentare. Soluția indicată, în acest caz, trebuie să vizeze realizarea unei diferențe de rigiditați care să asigure încadrarea în limitele admise pentru defectele geometrice de contact.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ciulosnikov, P. L.:* Kontaktnaia svarka. Mașinostroenie, Moskva, 1977.

[2] * * *: CSN 05 2010—1976 Odporove svarovaci stroje. Technické pozadavky a zkouseni (Mașini de sudat electric prin presiune. Condiții tehnice și verificări).

[3] * * *: GOST 297—73 Mașinî electrosvarocinîe kontaktnîe. Obșcie tehniceskie trebovania.

[4] * * *: ISO DIS 669—1979 Spécifications du matériel de soudage par résistance.

[5] * * *: MERKBLATT DVS 2913—1978 Richtlinien für Messungen an einphasigen Punkt—, Buckel— — und Nahtschweissmaschinen.

[6] * * *: PN—75/M—69132 Spawalnictwo. Zgrzewarki elektryczne punktowe, garbowe i liniowe. Wymagania i badania (Sudare. Mașini de sudat electric prin presiune în puncte, în relief și în linie. Condiții și verificări).

[7] * * *: STAS 11052—79 Mașini de sudat electric prin presiune. Clasificare și terminologie.

[8] * * *: STAS 11051—79 Mașini de sudat electric prin presiune. Condiții tehnice generale de calitate.

CZ : 669.112.228.1.669.14

Aparat magnetic pentru determinarea conținutului de ferită din oțelurile austenitice. Metodologia de obținere a etaloanelor primare

Ing. Ioan **ARGHIRIADE**, ing. Liviu **SOFLETE** — Institutul de sudură și încercări de materiale Timișoara

Problemele ridicate de determinarea conținutului de ferită

Determinarea conținutului de ferită din oțelurile austenitice a devenit o problemă deosebit de importantă, odată cu multiplicarea și diversificarea instalațiilor și mașinilor care lucrează în condiții speciale (medii corozive, temperaturi ridicate sau scăzute, etc). Într-adevăr, conținutul de ferită are adeseori o influență determinantă asupra microfisurării și fisurării, rezistenței la coroziune, rezistenței și tenacității oțelurilor (1).

În același timp determinarea conținutului de ferită, reprezintă o problemă deosebit de dificilă [1], [2], [3]. În principal, dificultățile sînt de trei tipuri.

Dificultăți datorită naturii feritei. În oțelurile austenitice ferita reprezintă o fază feromagnetică avînd cristalul cub cu fețe centrate, fin dispersată în matricea austenitică, adesea neechilibrată. Cantitatea de ferită depinde de conținutul de elemente de aliere, de temperatură (de tratament termic, de sudare, etc.), de viteza de răcire, etc.). Schimbînd condițiile de formare nu se schimbă numai cantitatea de ferită, ci și compoziția chimică (conținutul de fier din cristalul de ferită) și morfologia (mărimea, forma, orientarea și distribuția grăunților de Fe—δ)acesteia. Acest fapt poate influența sensibil proprietățile feritei din oțel (de exemplu caracteristicile magnetice) [2].

Dificultăți datorită metodelor de măsurare utilizate. Pentru determinarea conținutului de ferită se pot utiliza metode directe și metode indirecte (diagramele Schaeffler și De Long). Măsurarea directă a conținutului de ferită este net superioară utilizării diagramelor bazate pe compoziția chimică a oțelurilor [1]. Cele mai des utilizate metode directe sînt :

a) determinările metalografice cantitative. Metoda, deși distructivă, este ușor abordabilă și larg răspîndită ; o precizie ridicată este însă greu de realizat datorită :

— dimensiunilor foarte mici ale grăunților de ferită ;

— răspunsului diferit al feritei la atacul cu diferiți reactivi (atacul sub — sau supracritic influențează asupra cantității de ferită observată) ;

— dificultății de a distinge diferiții constituenți la începutul transformării feritei, cînd apar precipitări de carburi și faze sigma ;

— dificultății de numărare a punctelor sau intersecțiilor liniare ;

— variației conținutului de ferită de la punct la punct și de la strat la strat.

În plus, metoda se bazează pe ipoteza că rapoartele volumice sînt egale cu rapoartele suprafețelor măsurate într-un plan arbitrar. Studiile întreprinse pe plan mondial au evidențiat coexistența atît a unor concluzii pesimiste, cît și a unora optimiste, referitoare la valoarea metodei metalografice ; concluziile optimiste indică că sub rezerva utilizării unor tehnici adecvate, rezultatele sînt satisfăcătoare pentru conținuturile de ferită superioare lui 3% [3] ;

b) difracția cu raze X. Metoda este distructivă și în plus foarte imprecisă datorită fineții structurii, compactității cristalului și tensiunilor interne din rețeua cristalină. Din aceste cauze liniile de difracție sînt difuze [1] ;

c) măsurarea unor caracteristici magnetice. Funcție de caracteristica aleasă, se disting metode bazate pe măsurarea :

— forței necesare desprinderii unui magnet de pe suprafața probei de oțel austenitic ;

— inducției magnetice de saturație ;

— permeabilității magnetice a oțelului, etc.

Metodele magnetice sînt utilizate în construcția majorității feritmetrelor produse pe plan mondial. Aceste metode sînt în general nedistructive, iar măsurările ușor de executat. Corelația între valorile măsurate prin diferite metode este o funcție complicată, neliniară și adesea necunoscută [2]. Volumul de material implicat la o măsurare este funcție de intensitatea cîmpului magnetic și diferă de la metodă la metodă și de la aparat la aparat. Totuși se pot obține valori medii suficient de reproductibile prin luarea în considerare a unui număr de puncte statistic suficient. În general, efectul compoziției grăuntelui de ferită este relativ neglijabil, iar al morfologiei relativ important.

Excepție de la această regulă face metoda măsurării inducției magnetice de saturație. Valoarea inducției de saturație depinde

liniar de conținutul de fază magnetică și nu este influențată de morfologia feritei. În fapt, metoda este numai potențial precisă. Conținutul de ferită ($\%\delta$) se determină cu formula :

$$\%\,\delta = B_s/B_s\delta$$

unde :

B_s — este inducția magnetică de saturație a probei de oțel austenitic ;

$B_s\delta$ — este inducția magnetică de saturație a feritei însăși.

$B_s\delta$ se calculează din compoziția chimică a feritei, în baza unor ipoteze preliminare. Această compoziție chimică (diferită de cea a oțelului) este greu de stabilit datorită dimensiunilor reduse ale grăuntelui de ferită [2]. În plus, metoda este distructivă, greoaie și necesită aparatură complicată ;

d) alte metode, de exemplu cele bazate pe efectul Mössbauer, nu prezintă nici ele avantaje decisive.

Dificultăți datorită absenței unor etaloane sau a unor tehnici de calibrare universal recunoscute. Absența unor avantaje decisive ale unor aparate, sisteme de etaloane sau tehnici de calibrare explică diversitatea de tipuri utilizate.

Drept consecință a acestei stări de fapt, rezultatele măsurărilor :

— executate în același laborator, pe aceleași probe, dar utilizînd metode și echipamente diferite, sau

— executate pe probe identice și utilizînd metode identice, dar executate în laboratoare diferite,

pot diferi mult (între 0,4 și 1,8 ori valoarea nominală) [2], [3]. Rezultă că nu este posibilă stabilirea vreunei corelații între diferitele rezultate.

Aparatul Feritscop FER — 1

Importanța cunoașterii conținutului de ferită din oțelurile austenitice, precum și numărul mare de feritmetre necesare economiei naționale au determinat proiectarea și fabricarea la ISIM Timișoara a aparatului Feritscop FER — 1. Proiectarea a urmărit satisfacerea a trei cerințe majore : portabilitatea, simplitatea utilizării, măsurarea directă și nedistructivă a conținutului de ferită. Controlul poate fi astfel executat direct la locul fabricației și pe piesa în cauză.

Aparatul Feritscop FER — 1 determină conținutul de ferită prin măsurarea variației permeabilității magnetice, funcție de conținutul de faze magnetice din oțelul austenitic. Schema bloc a aparatului este prezentată în figura 1.

Traductorul este construit sub forma unui transformator diferențial, alimentat cu un semnal purtător sinusoidal. Semnalul furnizat de traductor este amplificat și demodulat. Semnalul demodulat se aplică unui instrument prin intermediul unui amplificator de curent continuu.

La conceperea schemei aparatului, s-a urmărit asigurarea unor performanțe ridicate privind stabilitatea amplificării la variațiile condițiilor de mediu și a tensiunii de rețea, liniaritatea amplificării și stabilitatea nulului. În acest sens :

— s-a utilizat un demodulator în inel în locul unei simple redresări, eliminîndu-se astfel neliniaritatea introdusă de tensiunea de prag a diodelor și conservîndu-se informația referitoare la sensul dezechilibrului traductorului ;

— s-a introdus un reglaj de compensare a defazajelor din lanțul de amplificare ;

— componentele electronice lucrează într-un regim termic ușor ;

— tensiunile, atît cele de alimentare, cît și cea furnizată de oscilator, au fost stabilizate ;

— rezistențele divizorului calibrat, diodele demodulatorului și tranzistoarele amplificatorului de c.c. au fost sortate.

Deoarece înaintea măsurării se execută o calibrare a feritscopului, eroarea de justețe a instrumentului indicator (de clasă 1,5) nu intervine în evaluarea preciziei măsurărilor.

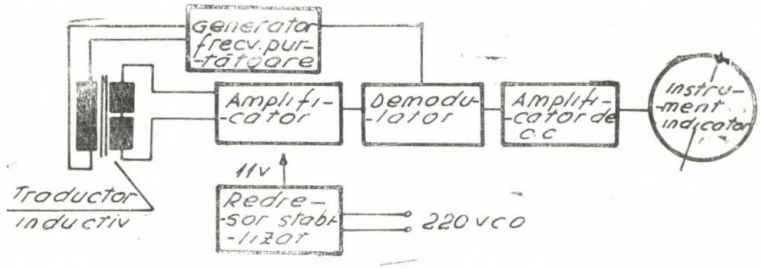


Fig. 1 Schema bloc a feritscopului FER — 1.

În aceste condiții, clasa de precizie a aparatului este determinată în principal de precizia etaloanelor.

Constituirea setului de etaloane primare

Calibrarea aparatului constă în reglarea amplificării astfel încît diviziunile indicate de instrument să reprezinte, în procente, conținutul de ferită delta din piesa palpată. Pentru calibrare este deci necesară existența unor piese etalon, cu conținut de ferită cunoscut printr-o metodă metrologic acceptată. Întrucît, pe plan național, nu există astfel de etaloane, un volum mare al cercetării a fost afectat stabilirii metodologiei de realizare și certificare a etaloanelor de conținut de ferită.

Problema creării de etaloane pentru aparatele care măsoară local și nedistructiv conținutul de ferită prezintă două aspecte:

a) definirea „metodei arbitrare" de măsurare primară;

b) obținerea unor etaloane naturale, adecvate măsurării prin contact. Aceste etaloane trebuie să îndeplinească o serie de condiții privind omogenitatea și izotropia distribuției feritei.

Este important să fie rezolvate ambele aspecte ale problemei.

În cazul aparatului Feritscop FER — 1, drept metodă primară de determinare a conținutului de ferită, a fost aleasă metoda metalografică. Motivele acestei alegeri au fost:

— larga răspîndire a metodei și ușurința aplicării ei în orice laborator;

— determinarea, „punct cu punct", a conținutului de ferită, ceea ce permite aprecierea omogenității și izotropiei distribuției feritei;

— acceptarea ei de către organismele metrologice.

Deși în literatura de specialitate se indică că este imposibil să se stabilească o corelație între conținuturile de ferită determinate prin diverse metode, s-a pornit de la ideea că în anumite condiții de omogenitate și izotropie, rezultatele trebuie să coincidă.

Prima etapă a constituirii setului de etaloane primare a constat în selecționarea unor pastile de oțel austenitic cu ferita distribuită uniform și izotrop. Pastilele au fost prelevate din laminate, suduri, placaje, iar mai nou din șarje speciale elaborate de către ICM — București. Primele măsurări au arătat că, oricît de îngrijită ar fi tehnologia de elaborare a oțelului, tehnologia singură nu poate furniza o omogenitate suficientă pentru ca proba respectivă să îndeplinească condițiile de etalon. Aceasta se poate realiza numai pe volume restrînse, printr-o selecție riguroasă.

Pastilele au fost supuse unor selecții succesive, executîndu-se:

— măsurări cu feritscopul neetalonat, dar reglat pe o sensibilitate ridicată. Măsurările s-au executat cu un aparat FER—1, modificat pentru a-i crește sensibilitatea și precizia;

— determinări metalografice.

Măsurările s-au executat pe trei fețe perpendiculare ale pastilei. Probele care au prezentat dispersii mari ale conținutului de ferită (în cadrul unei fețe, sau între fețe), au fost eliminate.

În etapa a doua a fost verificată dependența liniară între conținutul de ferită măsurat metalografic și cel măsurat magnetic. Pentru aceasta s-a calculat panta:

$$a = \sum_{i=1}^{n} x_i y_i \Big/ \sum_{i=1}^{n} x_i^2$$

și coeficientul de corelație:

$$r_{y \cdot x} = \frac{n \sum_{i=1}^{n} x_i y_i - \sum_{i=1}^{n} x_i \cdot \sum_{i=1}^{n} y_i}{\sqrt{\left[n \sum_{i=1}^{n} x_i^2 - \left(\sum_{i=1}^{n} x_i\right)^2\right]\left[n \sum_{i=1}^{n} y_i^2 - \left(\sum_{i=1}^{n} y_i\right)^2\right]}}$$

al dreptei de regresie care trece prin origine pentru:

a) $x_i = F_{m,i}\,; \quad y_i = \overline{I}_i, \quad i = 1,2,\ldots, e'$

unde:

$F_{m,i}$ — conținutul de ferită determinat metalografic pe o față a pastilei „i";

$\overline{I}_i$ — media indicațiilor feritscopului neetalonat, pe o față a pastilei „i" (măsurările cu feritscopul se execută în „p" puncte ale feței respective);

e' — numărul de pastile admise pînă în această etapă.

b) $x_i = \sum_{x=1}^{e'} F_{f,i}^{x} / e'\,; \quad y_i = F_{m,i}\,, \quad i = 1,2,\ldots, e'$

unde:

$F_{f,i}^{x}$ — conținutul de ferită al pastilei i, măsurat în „p" puncte de pe o față a pastilei i; măsurările s-au executat cu feritscopul etalonat cu pastila X.

În vederea reducerii erorilor, etalonarea feritscopului nu s-a executat fizic, ci prin calcul, adică:

$$f_{j.z} = (F_x / \overline{I}_x) \cdot I_{j,z}$$

unde:

$f_{j,z}$ — valoarea măsurată cu feritscopul (etalonat cu pastila X), în punctul j, al pastilei Z;

$I_{j,z}$ — indicația feritscopului neetalonat în punctul j al pastilei Z;

$\overline{I_x}$ — media indicațiilor feritscopului neetalonat (dar avînd aceeași aplicare ca pentru $I_{j,z}$) în „p" puncte ale pastilei X);

F_x — conținutul de ferită atribuit pastilei X.

În această etapă:

$$F_x = F_{m,x}$$

$F^x_{f,z}$ se calculează cu formula:

$$F^x_{f,z} = \bar{f}^x_{j,z} = \sum_{j=1}^{p} f^x_{j,z}$$

c) $(x_i = F_{m,z};\quad y_i = F^x_{f,z},\ \mathcal{X} = 1,2,...,e'),$

$$Z = 1,2,\ldots,e' \quad t = 1,2,\ldots,(e')^2$$

În această etapă, pe lîngă verificarea ipotezei dependenței liniare între măsurările magnetice și determinările metalografice, se continuă selectarea pastilelor. Selecția se execută în două etape:

I. După calcularea fiecărei corelații liniare, se caută eliminarea rezultatelor celor mai depărtate de dreapta de regresie. Eliminarea nu poate avea loc decît dacă se descoperă cauza fizică a abaterii, sau dacă testele statistice permit acest lucru.

II. După calcularea tuturor corelațiilor se elimină toate pastilele pentru care domeniul de incertitudine al punctului și anume:

$$[F_{m,z} \pm t_\alpha \cdot \sigma_{m_{i,z}}/\sqrt{c}\ ;\quad F_{f,z}(1 \pm t_\alpha \cdot \sigma_{I_{i,z}}/\sqrt{p})]$$

$$\sigma^2_{m_{i,z}} = \sum_{i=1}^{c} (m_{i,z} - F_{m,z})^2\,(c-1) \text{ si}$$

$$\sigma^2_{I_{i,z}} = \sum_{i=1}^{p} (I_{i,z} - \bar{I}_z)^2/(p-1),$$

unde:

$m_{i,z}$ — valoarea determinată metalografic pe cîmpul i al pastilei Z

c — numărul total de cîmpuri metalografice, observată pe fața respectivă a pastilei Z.

t — variabila Student pentru nivelul de încadrare nu intersectează domeniul de incertitudine al pantei dreptei de regresie:

$$[a \pm t_\alpha \cdot s_a]$$

$$s_a = \sqrt{\frac{\Sigma(y_i - Y_i)^2}{\Sigma(x_i - \bar{x})\cdot(n-2)}}$$

În urma acestor selecții s-au obținut un număr de e pastile etalon pentru care panta dreptei de regresie este apropiată de 45°, iar coeficientul de corelație superior lui 0,99.

Etapa a treia a constat în corectarea conținutului de ferită atribuit fiecărei pastile selecționate, după o tehnică asemănătoare utilizării etaloanelor multiple. Conținutul corectat de ferită se calculează cu formula:

$$F_z = \left(\sum_{x=1}^{e} F^x_{f,z}/e\right)/a,\quad z = 1,2,\ldots,e \qquad (1)$$

unde a este panta dreptei de regresie care trece prin origine, calculată pentru punctele:

$$(x_i = F_z;\quad y_i = F^x_{f,z},\quad \mathcal{X} = 1,2,\ldots,e),$$

$$Z = 1,2,\ldots,e;\quad t = 1,2,\ldots,e^2$$

la iterația 1: $F_z = F_{m,z}$.

la iterația 2-a: F_z este cel determinat cu formula (1) în urma iterației 1.

Etapa a patra a constat în stabilirea domeniului de încredere al conținutului de ferită. Domeniile au fost delimitate de intervalele de încredere ale mediilor determinărilor magnetice și metalografice, calculate cu ajutorul distribuției Student. Deoarece fiecare pastilă aduce propria ei informație, domeniul de încredere poate fi restrîns. Cu maximă probabilitate, conținutul de ferită se găsește în interiorul intersecției nivelelor de încredere transpuse la scară, adică:

$$\bigcap_{y=1}^{e} \frac{R_z}{R_y}\left(F_{m,z} \pm t_\alpha \cdot \sigma_{m_{i,y}}/\sqrt{c}\right)$$

$$R_z \pm t_\alpha \cdot \sigma_{I_{i,z}}/[\sqrt{p} \cdot \max(\bar{I}_y, y = 1,2,\ldots,e)]$$

unde $R_z = \bar{I}_z/\max(\bar{I}_y,\ y = 1, 2, \ldots, e)$

Nivelul de încredere a fost apreciat cu inegalitatea lui Boole. Deci, probabilitatea ca F_z să se găsească în interiorul domeniului de încredere (2) este:

$$P\left[\bigcap_{i=1}^{e}(M \cap F)_i\right] \geqslant \sum_{i=1}^{e} P_i(M \cap F) - (e-1)$$

unde:

$$P_i(M \cap F) \geqslant P_i(M) + P_i(F) - 1 = \alpha_M + \alpha_F - 1,$$

cu α_M și α_F nivelele de încredere ale intervalelor pentru mediile determinate metalografic și respectiv magnetic.

Concluzii

Pastilele astfel selecționate constituie setul de etaloane primare. Ele sînt însă scumpe. Împreună cu aparatul se livrează etaloane artificiale, al căror conținut echivalent de ferită se stabilește prin comparație cu etaloanele primare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Delong, W. T.:* Ferrite in Austenitic Stainless Steel Weld Metal, Welding Research — Supplement to the Welding Journal, july 1974.

[2] *Merinov, P., Entin, S., Beketov, B., Runov, A.:* The Magnetic Testing of the Ferrite Content of Austenitic Stainless Steel Weld Metal NDT Internațional, february 1978.

[3] *Mudde, A.:* Les indices de ferrite. Une échelle arbitraire pour la teneur eu ferrite des soudures en acier inoxidables austenitique Document IIW/IIS II—715—74 (II—C—443—74).

CZ : 621.791.03.004.2

Fiabilitatea previzională a utilajelor pentru sudare

Ing. Dorel **FLUERAȘ**, ing. Traian **IEREMICIU** — Institutul de sudură și încercări de materiale — Timișoara

1. Fiecare utilaj, ca rezultat al unei concepții tehnice menite să satisfacă corect o anumită problemă tehnologică concretă, constituit fiind din elemente mecanice, electrice sau electronice, reunite într-un sistem funcțional, are fiabilitatea globală rezultată din fiabilitatea fiecărui element component în parte. Rezultă că, în cazul unei industrii de cooperare (cum este și cazul producției de utilaje pentru sudare), orice calcul de fiabilitate previzională pleacă de la indicatorii de fiabilitate asigurați de furnizorii subansamblelor. Din acest motiv, o problemă de optimizare a utilajelor pentru sudare devine dificilă, deoarece indicatorii de fiabilitate garantați de producătorii din țară (de regulă intensitatea de defectare) nu asigură o gamă suficient de largă pentru a permite crearea unor modele cu componente echifiabile, cu costuri de realizare minime.

2. Pentru prognoza de fiabilitate se consideră, în general, că pot fi acceptate următoarele ipoteze simplificatoare :

— toate elementele constituiente urmează o lege de distribuție exponențială a funcției de fiabilitate :

$$R_i(t) = \exp(-\lambda_i t) \qquad (1)$$

— valorile intensității de defectare λ_i se cunosc pentru toate elementele constituiente la regimul nominal ;

— se cunoaște regimul real de exploatare pentru fiecare element în parte, ceea ce conduce implicit la aplicarea unor coeficienți de corecție d_i (de regulă subunitari) ;

— defecțiunile elementelor constituiente se consideră evenimente independente, în acest caz fiabilitatea sistemului calculîndu-se cu relația :

$$R(t) = \prod_{i=1}^{n} R_i(t) = \exp\left(-\sum_{i=1}^{n} \lambda_i d_i t\right) \qquad (2)$$

Într-o primă aproximație, acoperitoare, se poate admite că intensitatea de lucru este aceeași pentru toate elementele constituiente și valoarea coeficienților d_i este egală cu unitatea, utilizîndu-se rata defectărilor garantată de producători, în condițiile unui regim normal de funcționare. Calculul, astfel efectuat, a condus la următoarele expresii ale funcției de fiabilitate $R(t)$ pentru o serie de utilaje și armături de sudare.

a. mașini de sudat prin presiune în puncte PPU—16 ;

$$R(t) = \exp(-28 \cdot 10^6 t)$$

b. cap de sudare MIG—MAG CSM—315 ;

$$R(t) = \exp(-163{,}4 \cdot 10^6 t)$$

c. reductor de presiune pentru oxigen RFO ;

$$R(t) = \exp(-56{,}65 \cdot 10^6 t)$$

Variația funcției de fiabilitate pentru produsele sus menționate este redată în figura 1.

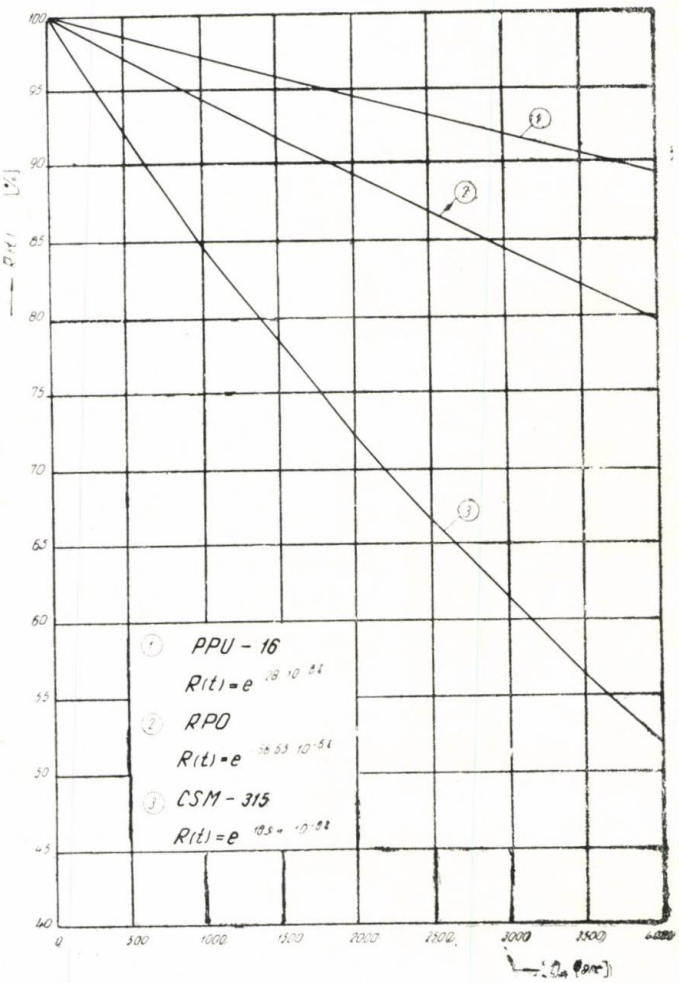


Fig. 1 Variația funcției de fiabilitate

În tabelul 1 sînt centralizate valorile obținute prin calcul ale mediei timpului de funcționare între două defectări succesive (MTBF) pentru anumite valori ale funcției de fiabilitate $R(t) = 0{,}8$; 0,9 și 0,95.

Analiza efectuată relevă diferențele mari, adeseori inadmisibile în sensul proiectării optimizate, care există între componentele menite să asigure în ansamblu rolul funcțional al utilajului privind fiabilitatea acestora. Măsurile ce se impun sînt, în principal, două:

— elaborarea unui program de încercare a componentelor slabe („critice"), în vederea ridicării calității acestora și implicit a fiabilității ;

— asigurarea utilajelor cu piese de schimb pentru componentele cu intensitatea de defectare mare, înlocuirea acestora, în cadrul operațiilor de men-

Valoarea previzională a *MTBF*, pentru diferite valori ale funcției de fiabilitate

Tabelul 1

Produsul	R (t)	MTBF (ore)		
		$R = 0{,}8$	$R = 0{,}9$	$R = 0{,}95$
Mașină de sudat prin presiune în puncte PPU—16	$e^{-28 \cdot 10^{-6} t}$	7970	3760	1830
Cap de sudare MIG-MAG, CSM—315	$e^{-163{,}4 \cdot 10^{-6} t}$	1360	645	314
Reductor de presiune pentru oxigen RPO.	$e^{-56{,}65 \cdot 10^{-6} t}$	3950	1860	905
Cap de sudare prevăzut cu piese de schimb.	$e^{-99{,}4 \cdot 10^{-6} t}$	2245	1060	516

Factorii de accelerare a degradării ce trebuie realizați în condiții de laborator

Tabelul 2

Tipul utilajului	Denumirea elementului	$10^{-6}\ h^{-1}$	Solicitări principale	K_{acc}	
				$t_{inc} = 100$	$t_{inc} = 500$
PPU—16	Motor pneumatic	10	presiune ; etanșare uzură	161	32
	Regulator de presiune	7,5	presiune ; etanșare	214	43
	Programator de timp	2,5	termică oboseală ;	642	129
	Legătura elastică	1,2	termică	1340	268
CSM—315	Duză contact	30	termică uzură	54	11
	Tub flexibil ghidare I	12	uzură oboseală ;	134	27
	Tub flexibil ghidare II	12	uzură oboseală ;	134	27
	Duză gaz	10	termică uzură	161	32
	Inel perforat	8	termică oboseală ;	201	40
	Izolator	6	oboseală ; termică	268	54
RPO	Membrană	30	oboseală ; îmbătrînire	54	11
	Garnitură etanșare membrană	12	îmbătrînire strivire	134	27
	Filtru intrare	18	absorbție	894	179

tenanță, nefiind considerată defecțiune ; va rezulta o creștere a fiabilității ansamblului. O exemplificare în acest sens este dată în tabelul 1 pentru capul de sudare MIG—MAG.

3. Un program de încercări accelerate pentru „componentele critice „trebuie astfel alcătuit, încît durata încercărilor să nu depășească un anumit timp, avînd în vedere, pe de o parte că numărul de probe care formează un eșantion este destul de mare, dictat fiind de nivelul de încredere necesar acestor investigații, iar, pe de altă parte, necesitatea ca ciclul de ridicare a calității (prin reproiectarea produselor) să fie cît mai scurt posibil.

Pornind de la aceste premise, rezultă că elementul operant este factorul de accelerare K_{acc}, a intensității de defectare. De regulă, intensitatea de defectare poate fi accelerată, fără precauții deosebite de asigurare a similitudinii, deoarece încercările urmăresc selecția și nu determinarea unor caracteristici.

Factorii de accelerare a intensității de degradare sînt, în general, următorii :

— ridicarea nivelului de solicitare mecanică ;
— ridicarea nivelului de solicitare termică ;
— mărirea nocivității mediului ambiant ;
— lubrificarea incompletă sau lipsa acesteia.

Din tabelul 2 rezultă pentru componentele „critice" identificate, factorii de accelerare necesar a fi realizați în condiții de laborator.

4. În urma estimării prin calcul a mediei timpului de funcționare între două defectări (MTBF), se constată valori satisfăcătoare pentru mașina de sudat prin presiune în puncte și reductorul de presiune pentru oxigen și mai puțin satisfăcătoare pentru capul de sudare MIG—MAG. Rezultă că, în cazul acestuia, se impune asigurarea unor piese de schimb în vederea raționalizării mentenanței, așa cum se vede în tabelul 1.

În lucrarea de față s-au determinat funcțiile de fiabilitate previzională pe baza unor date din literatura de specialitate. Trebuie precizat că aceste valori au un caracter orientativ deoarece :

— intensitățile de defectare asimilate sînt în general cele medii ; funcție de anumite tipuri de elemente și condiții specifice, valorile acestor intensități variază în limite relativ mari ;

— valori mai exacte ale intensităților de defectare nu se pot obține decît pe baza unor cercetări de laborator, efectuate de toți furnizorii pentru produsele lor.

Fiabilitatea reală a unui utilaj poate diferi de cea previzională, datorită interdependențelor de ordin funcțional între elementele componente precum și datorită condițiilor specifice de lucru. La valoarea ei contribuie și tehnologia procesului de producție a utilajului.

Fiabilitatea reală, ca mărime intrinsecă, se poate determina numai în condiții standard, de laborator, presupunînd că utilizarea și întreținerea utilajului sînt optime.

Ca noțiune distinctă, apare fiabilitatea operațională în condiții reale de exploatare, care se poate exprima cu relația :

$$R_{op}(t) = R_e(t) \cdot P_d \cdot P_r \qquad (3)$$

unde :

$R_e(t)$ — funcția de fiabilitate determinată în laborator, în condiții standard ;
P_d — probabilitatea ca utilajul să fie utilizat în condiții optime ;
P_r — probabilitatea ca reparațiile să fie executate corect și la timp.

În concluzie, obiectivele majore ale unui program complex de fiabilitate trebuie să cuprindă încercări de laborator în vederea determinării fiabilității reale, urmărirea unei folosiri corecte în exploatare și asigurarea unor operațiuni de mentenanță preventive și corective.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Oprean, A. și colab.* : Fiabilitatea mașinilor unelte. Editura tehnică, București, 1979.
[2] *Oprean, A. și colab.* : Acționări hidraulice. Editura tehnică, București, 1976.
[3] * * * : Cercetări în tehnologie electronică și fiabilitate. Editura didactică și pedagogică, București, 1979.
[4] *Drujinin, G.* : Siguranța în funcționare a sistemelor. Editura tehnică, București, 1968. Traducere din limba rusă.
[5] *Juran, J. M., Gryna, F. M.* : Calitatea produselor. Editura tehnică, București, 1973. Traducere din limba engleză.
[6] *Marcovici, C., Ligeron, J.* : Utilisation des techniques de fiabilité en mécanique, Paris, 1974.
[7] *Sotskov, B.* : Fundamentas de la teoria y del calculo fiabilidad, Moscova, 1972.
[8] *Flueraș, D., Ieremiciu, T.* : Studiu de fiabilitate previzională privind determinarea componentelor „critice" ale utilajelor de sudare, tăiere și lipire, Memoriu ISIM, 1979.

RECENZIE

Boarnă Clara, Dehelean Dorin, Arjoca Ioan— Procedee neconvenţionale de sudare, Ed. Facla, Timişoara, 1980, 263 pag., 146, fig., 41 tab., 168 ref. bibl., 14 lei.

Lucrarea reprezintă o sinteză a datelor şi cunoştinţelor acumulate în ţară şi peste hotare în domeniul procedeelor neconvenţionale de sudare, fără a epuiza însă lista lor, într-o continuă dezvoltare. Procedeele neconvenţionale de sudare, reputate ca fiind cu un consum redus de energie, sînt prezentate din punct de vedere al fizicii lor, al echipamentelor şi tehnologiei de sudare, cu exemple concrete privind aplicabilitatea lor în industria constructoare de maşini.

În capitolul 1 se prezintă procedeul de sudare prin presiune la rece care, deşi cu un domeniu mai restrins de aplicare, îşi găseşte utilitate în special la îmbinarea metalelor sau aliajelor metalice diferite : în industria criogenică (sudarea oţelului inoxidabil sau a titanului cu aluminiul şi aliajele acestuia) şi în industria electrotehnică (sudarea cuprului cu aluminiul). Tehnologiile de sudare tratate se referă la îmbinări prin suprapunere şi cap la cap, realizate atît sub acţiunea unui efort normal la planul sudurii cît şi sub acţiunea unor eforturi normale şi tangenţiale la acest plan.

Sudarea prin frecare constituie obiectul capitolului al 2-lea. Se prezintă următoarele variante ale procedeului : sudarea prin frecare continuă (convenţională), prin frecare cu energie înmagazinată sub formă cinetică, prin frecare HUP (heat under power), prin frecare cu impulsuri, prin frecare orbitală, prin frecare cu încălzirea suplimentară prin inducţie a pieselor de sudat, prin frecare cu material de adaos (piesă intermediară) şi prin frecare indirectă. După o succintă descriere teoretică a fenomenelor care au loc în procesul de sudare prin frecare, se prezintă cîteva maşini de sudat prin frecare, dintre care se menţionează 3 maşini realizate recent în ţară : MSF—5, MSF—10 şi MSF 17.08 AM. Aspectele privind tehnologia, caracteristicile sudurilor realizate şi aplicaţiile industriale ale procedeului completează aria de informaţii tehnice asupra sudării prin frecare.

În capitolul 3 al lucrării se abordează problematica sudării prin presiune cu ultrasunete prin care se pot realiza îmbinări în puncte, inelare, în linie întreruptă sau în linie continuă. Sînt descrise : principiul şi tehnologia sudării cu ultrasunete, caracteristicile sudurilor realizate, echipamentele de sudare şi unele aplicaţii ale procedeului din domeniul metalelor şi aliajelor metalice şi din cel al maselor plastice.

Capitolul 4 tratează despre sudarea prin difuzie, procedeu de îmbinare cunoscut de peste 1000 de ani, dar aplicat industrial numai în ultimii 20 de ani. După o incursiune în fizica sudării prin difuzie, sînt prezentate principiile constructive ale echipamentelor de sudare şi detalii tehnologice : parametrii de sudare, modul de pregătire a pieselor, temperatura de încălzire, forţa şi timpul de presare, mediul de protecţie etc.

În următorul capitol se prezintă pe larg principiul şi teoria procesului de sudare cu fascicul de electroni. Se dau detalii privind principalele părţi componente ale echipamentelor de sudare : tunul electronic, camera de sudare, sistemul de vidare, sistemul de alimentare şi sistemul de comandă şi reglare. Capitolul conţine, de asemenea, informaţii utile referitoare la metalurgia şi tehnologia sudării cu fascicul de electroni.

Sudarea cu laser, procedeu modern şi cu aplicaţii interesante, este prezentat succint în capitolul 6.

O parte a lucrării, capitolul 7, se referă la sudarea cu înaltă frecvenţă, prin presiune şi prin topire, procedeu deosebit de productiv, aplicat la realizarea unor îmbinări cap la cap sau în linie.

Un procedeu relativ nou, sudarea prin explozie, este prezentat în capitolul 8, fiind expuse : principiul procedeului, mecanismul formării sudurii, tehnologia şi metalurgia sudării, controlul calităţii sudurilor. Aplicaţiile prezentate ale procedeului sînt din domeniul industriei chimice, criogenice şi electrotehnice.

Ultimul capitol al lucrării tratează despre sudarea cu arc rotitor, procedeu care, în ultimii ani, cîştigă teren, fiind studiat şi aplicat în tot mai multe ţări, inclusiv R.S. România. Dintre realizările româneşti în acest domeniu, lucrarea menţionează maşina Rotarc—1, pentru sudarea secţiunilor pînă la 250 mm^2, realizată la I.S.I.M. Timişoara.

Lucrarea, cea mai completă în literatura română de specialitate, constituie un aport valoros în instruirea cadrelor tehnice, evidenţiind totodată realizările româneşti notabile din domeniul procedeelor neconvenţionale de sudare.

ing. Petru Ţenchea

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 114 sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM, 30.15.5.16.70.02.06. BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : 70 lei anual. Costul unui exemplar : 8 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploieşti", str. Vasile Lupu, nr. 45.

41.042

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.

8. Autorul trebuie **să garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Cal. Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

Cele mai bune elemente de etanșare

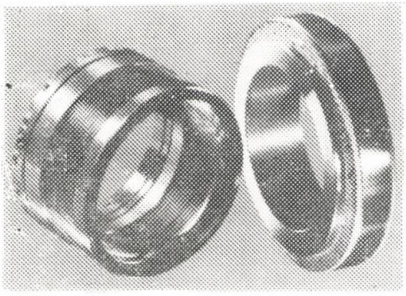
Firma Crane Packing Ltd. este una din marile companii internaționale, specializată de 60 de ani în etanșarea dinamică a arborilor și una din primele companii europene care a ridicat dispozitivele de etanșare mecanică la actualul nivel de importanță.

În prezent producția și serviciile după vînzare oferite nu sînt depășite de nici o altă companie. Ele se bazează pe largile posibilități de dezvoltare ale firmei, precum și pe o reală înțelegere a cerințelor clientului, cuprinzînd ansamblul factorilor de fabricație care afectează performanțele produselor.

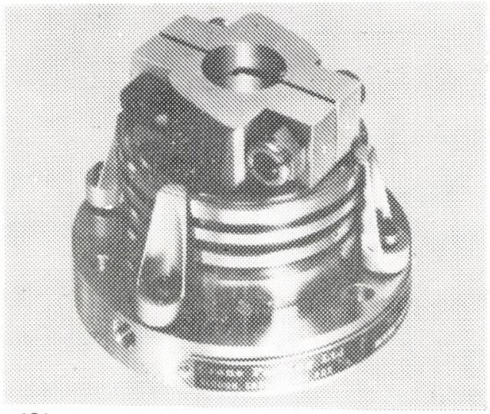
Cele mai multe aplicații de etanșare sînt simple; există însă posibilitatea de a depista aplicațiile mai dificile și de a le asigura soluții practice. Firma dispune de o vastă experiență, în special în proiecte de rafinării și instalații chimice.

Toate acestea măresc valoarea și fiabilitatea la orice nivel

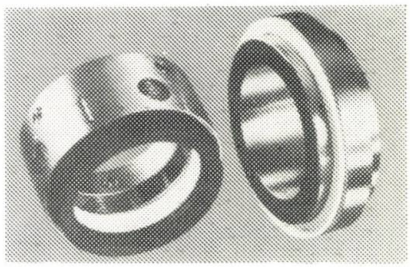
Cele 5 dispozitive ilustrate aici au fost proiectate și introduse pentru a asigura avantaje deosebite în aplicații specifice.



109. Una din variantele constructive destinată pompelor pentru industria de procese.



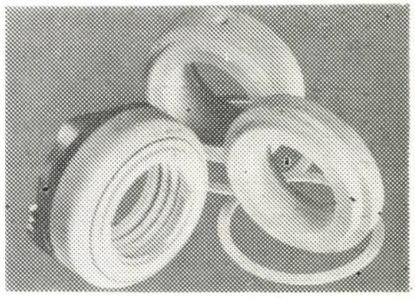
151. Este un dispozitiv de etanșare proiectat în mod special și destinat pentru reactoare sub presiune și alte recipiente de amestec, acționări de agitatoare și alte echipamente similare.



15WT. Dispozitivul încorporează elemente de etanșare metalice și poate fi utilizat atît pentru temperaturi înalte, cît și pentru temperaturi foarte joase.

8B. Un dispozitiv de etanșare la o pompă pentru conducte de transport de înaltă presiune, făcînd parte dintr-o serie proiectată pentru presiuni foarte înalte

10T. Dispozitiv cu elemente de etanșare din teflon, utilizabil pentru lichidele cele mai corozive, la pompe construite din material plastic, ceramic sau metal.



Cum vă pot ajuta serviciile noastre de consultații pentru proiectanți?

Cele 9 căi pentru satisfacerea necesităților beneficiarilor, în vederea obținerii celui mai potrivit dispozitiv de etanșare:

1. Discuții prealabile cu proiectanții de utilaje și cu operatorii.
2. Recomandări cu privire la etanșări, bazate pe o perfectă înțelegere a condițiilor de lucru.
3. Demonstrarea experienței noastre.
4. Alegerea dispozitivelor de etanșare astfel încît utilajele propuse să fie evaluate în mod echivalent.
5. Acordarea de asistență la montaj, respectiv la avizarea montajului dispozitivelor de etanșare.
6. Planificarea dispozitivelor de etanșare montate și întocmirea listelor de piese de schimb.
7. Încercări înainte de punerea în funcțiune.
8. Asistență la punerea în funcțiune.
9. Instruirea personalului pentru montajul dispozitivelor de etanșare și pentru modul de lucru al instalațiilor.

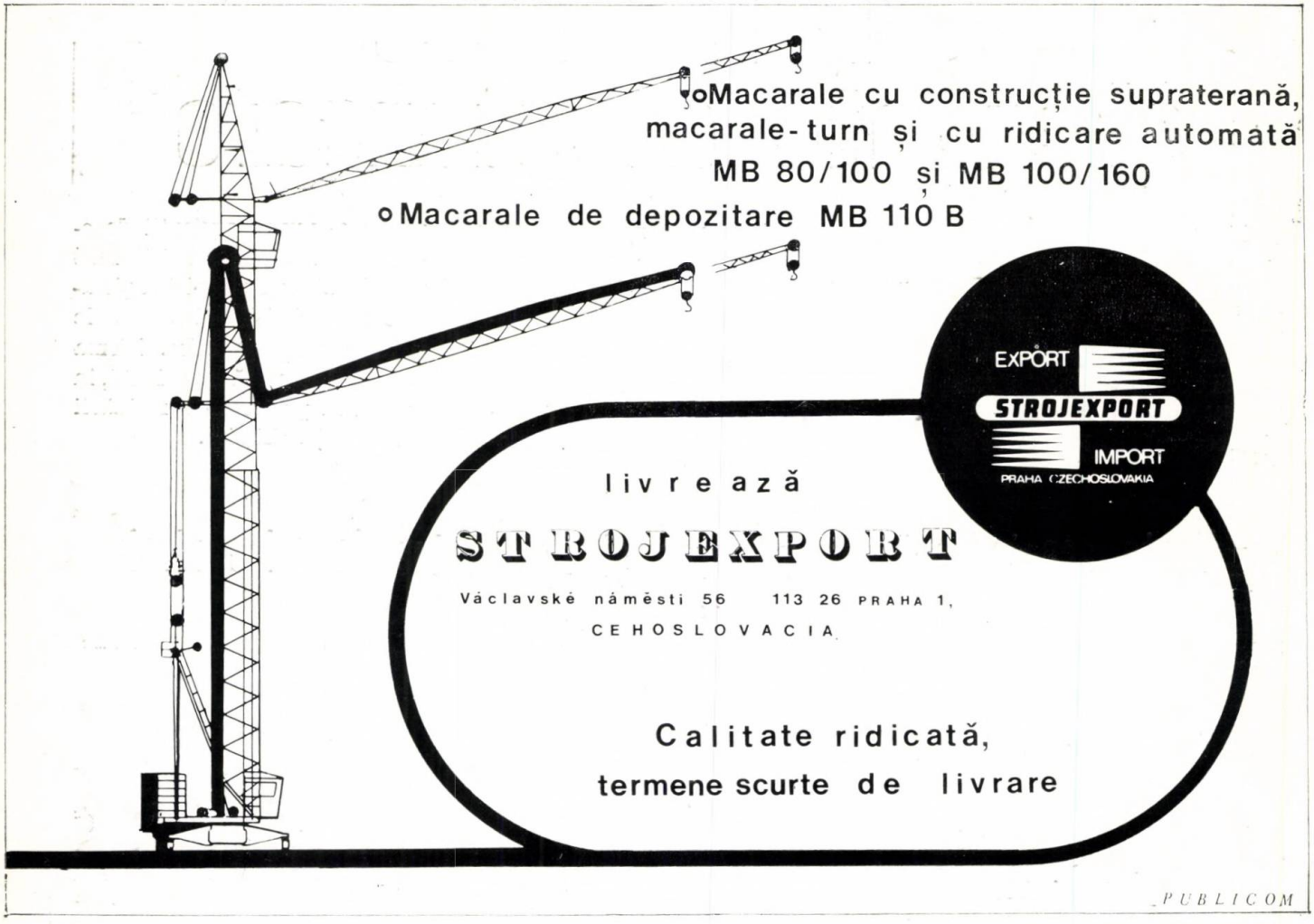
Pentru informații suplimentare...

Vă invităm să luați legătură directă cu noi la sediul nostru de la adresa de mai jos. De asemenea, inginerii noștri care călătoresc în mod regulat și frecvent prin Europa răsăriteană sînt disponibili oricînd pentru discuții fără obligații sau plată. Ne veți găsi prezenți și ca participanți la tîrguri comerciale sau industriale ca cele care se țin la Bratislava, Brno, București, Budapesta, Leipzig, Moscova, Plovdiv, Poznan și Zagreb. În cele mai multe țări avem agenți comerciali, care ne reprezintă.

East European Representative

A. G. Rosenfeld, A-1130 Vienna, Auhofstrasse 84/3Stg./4/40, Austria
Telephone 82 93 19 Telex 135 444 CPEE A.

Crane Packing Limited
Sediul central
SLOUGH, ENGLAND, SL1 4QX
Telephone 0044-0753-31122 Cable: CRANPAC SLOUGH, Telex 848176



PUBLICOM

Produsele firmei STROJEXPORT le găsiți la cea de-a 22-a ediție a TÎRGULUI INTERNATIONAL DE CONSTRUCTII DE MASINI

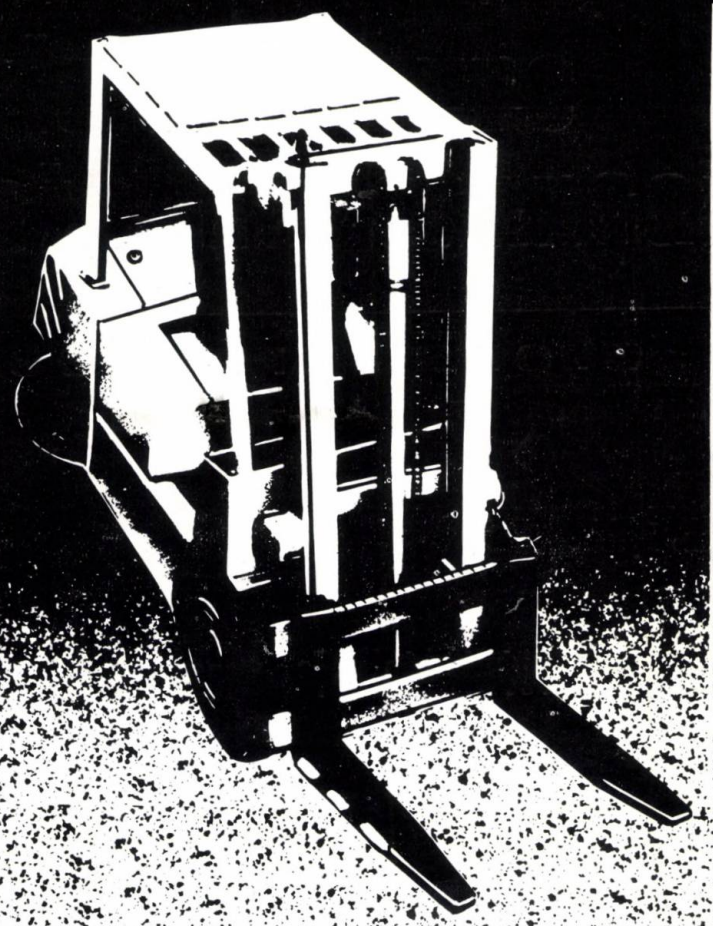
10 18.9.1980

Brno. Cehoslovacia

BVV

BVV, veletrhy a výstavy, Výstaviště 1
602 00 BRNO
☎ 314
FAIRBRNO
✓ 062294, 062295

Ne bucurăm de vizita dv. la expozițiile noastre!



CU O STRUCTURĂ COMPACTĂ, ASIGURĂ O PRODUCTIVITATE RIDICATĂ

iată unul din principalele avantaje pe care le prezintă

CĂRUCIOARELE ELEVATOARE CU BRAŢ ÎN CONSOLA „RECORD – 2"

balkancar

Datorită numeroaselor sale posibilităţi, acest tip de echipament s-a impus ca un mijloc universal de manipulare în executarea lucrărilor de încărcare-descărcare şi în manevrarea încărcăturilor în depozite descoperite, gări, porturi, şantiere de construcţie, industria lemnului etc.

- Capacitate de încărcare de 2000, 2500, 3000, 3200 şi 3500 kg
- Înălţime de ridicare pînă la 4500 mm

Motor diesel D 3900 K fabricat sub licenţa firmei „Perkins" (78 CP la 2500 rot/min).

Performanţe dinamice perfecte şi viteze de lucru ridicate.

Transmisie hidrodinamică. Cuplu conic cu demultiplicare, cu raport de transmisie de valoare mică.

Direcţie hidrostatică cu volant, cu servoefect, fabricată sub licenţa firmei „Zahnradfabrik" Mecanism elevator telescopic dublu. Instalaţii hidraulice de înaltă productivitate. Echipamente amovibile pentru manipularea unor sarcini variate din punct de vedere al felului şi al configuraţiei. Conducere şi control uşor de efectuat. Cheltuieli reduse de exploatare.

Exportator:

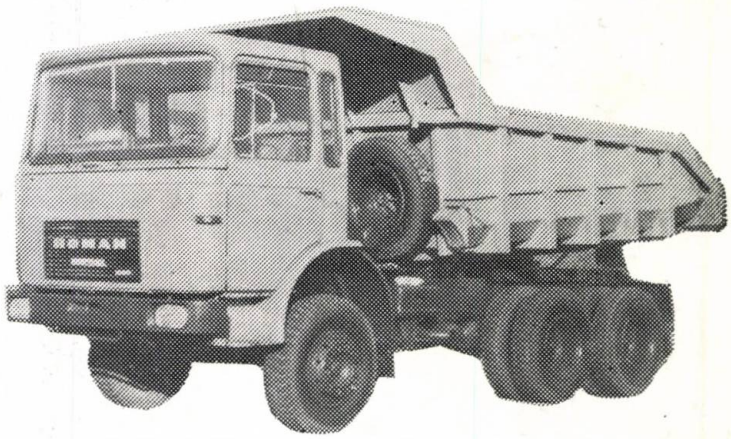
balkancarimpex

Telefon 655-01 Telex 023431/2 1156 Sofia, ul. Željo Vojvoda 48 Telegrame: BALKANCARIMPEX Sofia

PUBLICOM

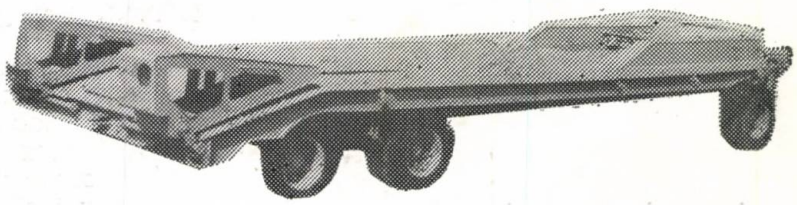
ÎNTREPRINDEREA MECANICA MÎRŞA

oferă produsele:

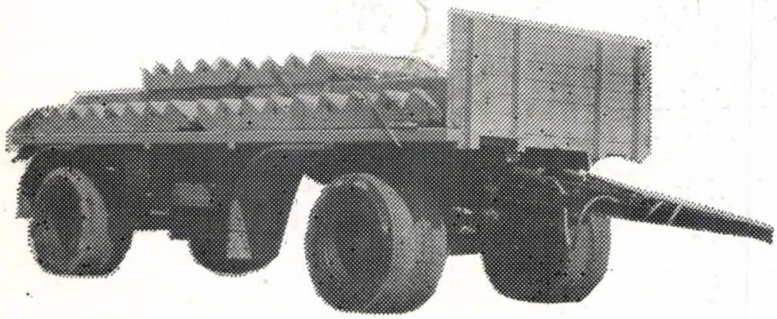


AUTOBASCULANTE
pentru uz general echipate cu motoare Diesel, sarcină utilă 8 — 16 t .

AUTOBASCULANTE GRELE
de 25; 50 şi 100 t pentru transporturi de pămînt, minereuri şi diferite roci în carieră şi mine de suprafaţă.



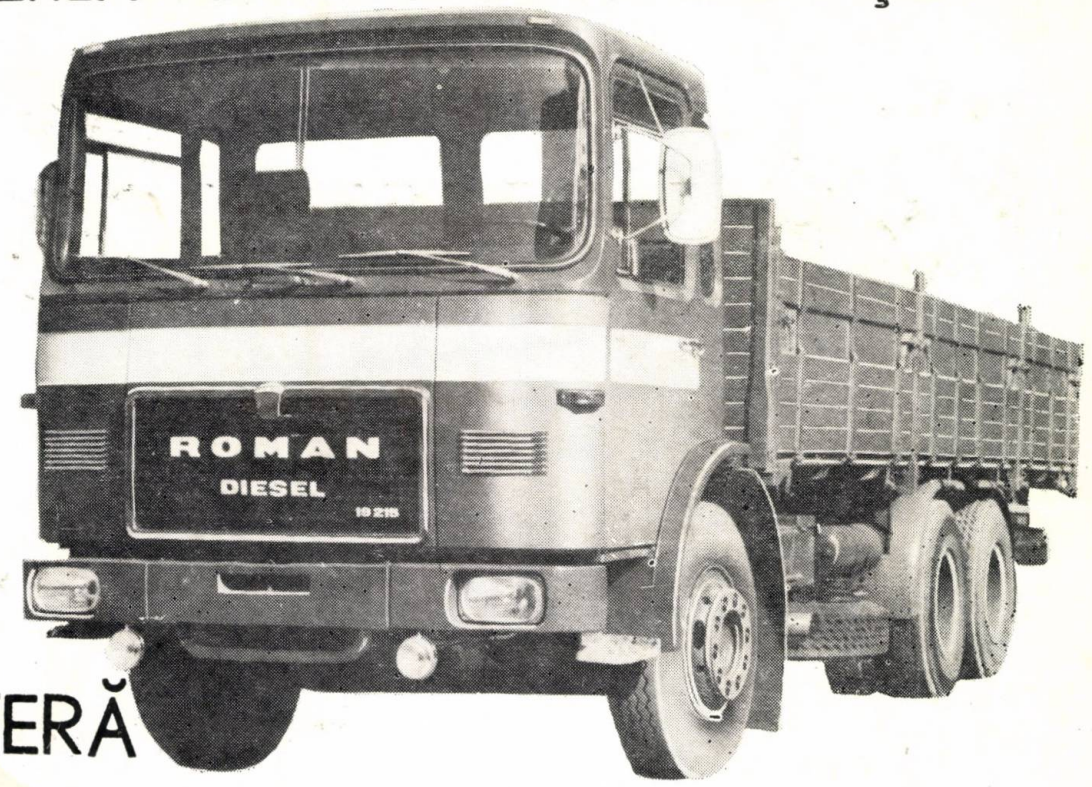
REMORCI AUTO JOASE
sarcină utilă 20, 40 şi 60 t pentru transportul diferitelor tipuri de utilaje.



REMORCI AUTO
sarcină utilă 8 — 12 t pentru transportul diferitelor materiale ambalate sau în vrac.

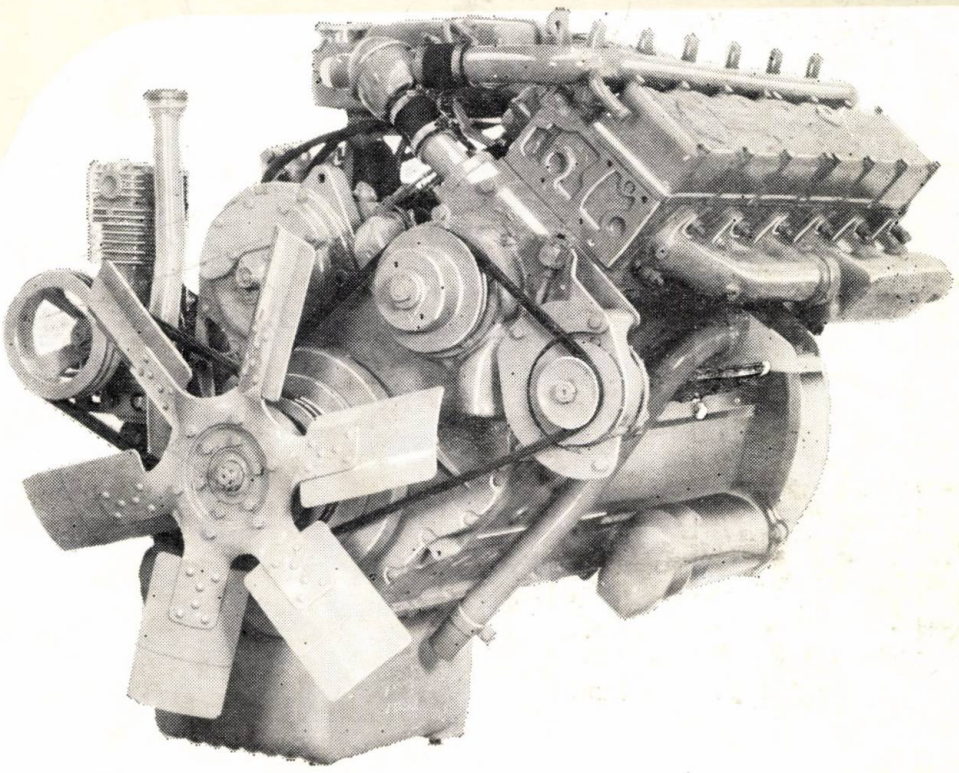
DESFACEREA PRODUSELOR LA EXPORT SE FACE PRIN I.C.E. „AUTOEXPORTIMPOT" BRAŞOV

ÎNTREPRINDEREA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV

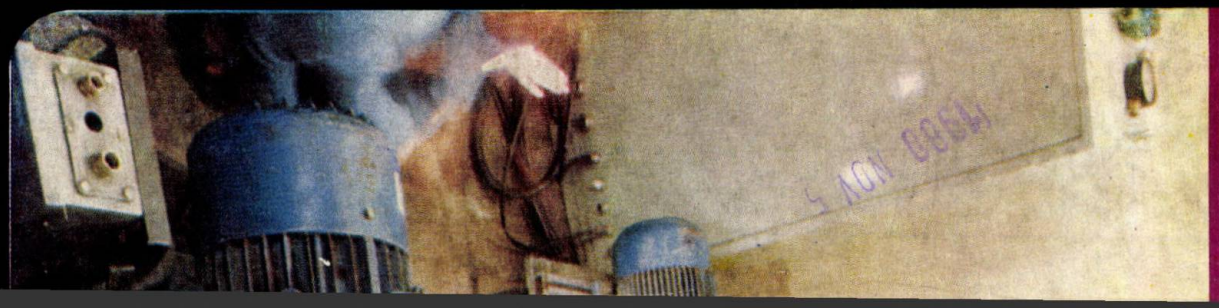


VĂ OFERĂ

AUTOVEHICULE PUTERNICE, DESTINATE TRANSPORTULUI DE MĂRFURI ŞI PRODUSE INDUSTRIALE PE DRUMURI AMENAJATE ŞI NEAMENAJATE, ECHIPATE CU MOTOARE DIESEL DE 135 - 215 - 256 CP, CU MASA TOTALĂ RULANTĂ ÎNTRE 9450 — 26000 KG ŞI MASA TOTALĂ RULANTĂ ÎN AUTOTREN PÎNĂ LA 38000 KG.



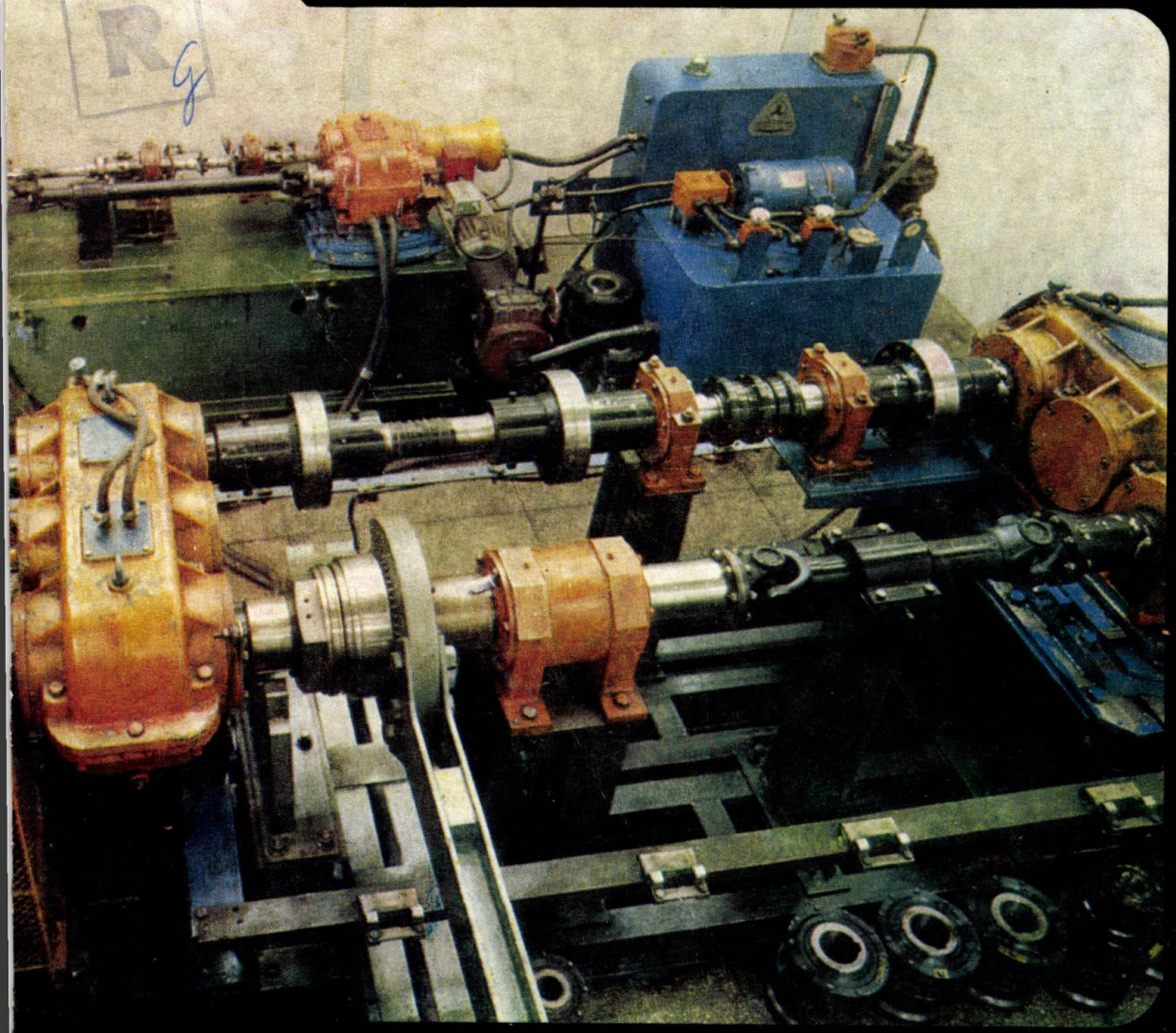
ÎNTREPRINDEREA DE AUTOCAMIOANE BRAŞOV
STR. POIENELOR NR. 5 TEL. 37222 TELEX 012203



E 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

RETRALV



BUCUREȘTI ■ ANUL XXXII ■ SEPTEMBRIE ■ 1980

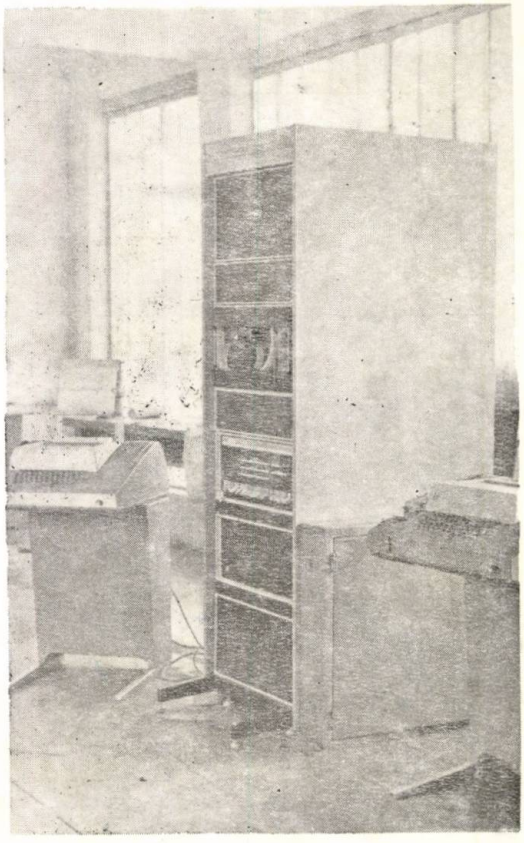
9

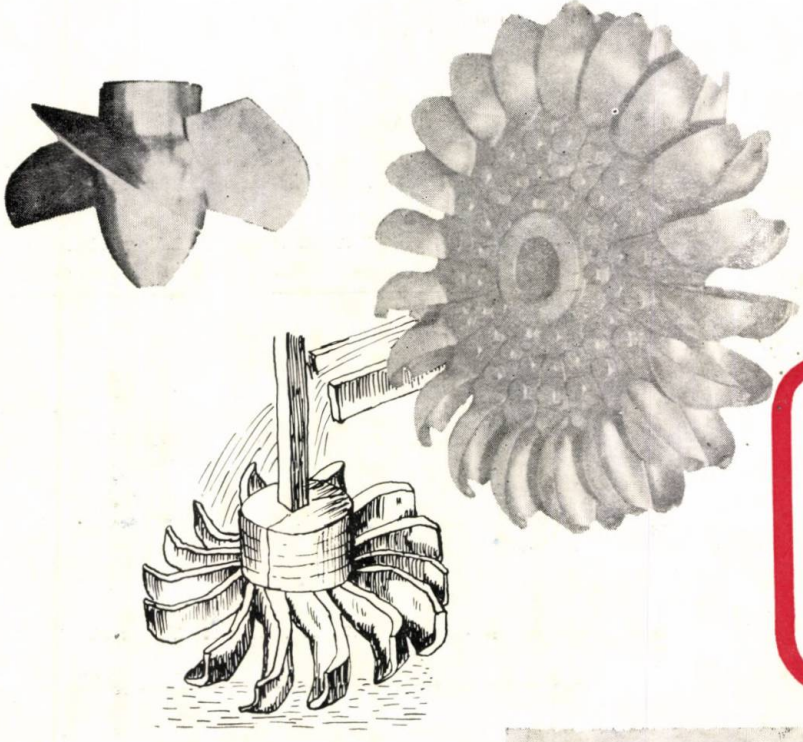
Centrul de cercetare științifică și inginerie tehnologică
pentru echipamente hidroenergetice REȘIȚA

LABORATORUL DE CERCETĂRI MAȘINI HIDRAULICE

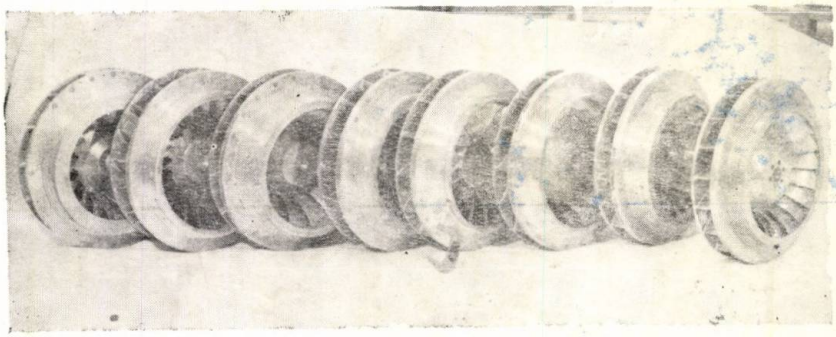
asigură cercetarea pentru

- Turbine hidraulice tip bulb
  Kaplan
  Deriaz
  Francis
  Pelton
- Microagregate cu puteri de 5 — 500 kW
- Turbine-pompe de tip bulb și Francis
- Rezistența subansamblelor de mașini hidraulice
- Studiul regimurilor tranzitorii ale hidroagregatelor





Laboratorul are instalații experimentale cu dotare modernă procesul de încercare și prelu - crare a datelor este automatizat, ceea ce îi conferă o precizie și operativitate ridicată



ADRESA C C S I T E H - Calea Caransebeșului Nr 16 — 1700 REȘIȚA, jud Caraș-Severin
P O Box 27 Telex 44254 Telefon 31715 31630 34073

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXII, 9 septembrie 1980

CUPRINS

Probleme actuale în proiectarea și realizarea echipamentelor hidroenergetice *)

LUPȘIASCA, C., CUCOȘ, T., BEJAN, I., COMAN, GH. : **Hidroagregate cu turbine Francis de mare cădere realizate în R.S. România.** 427

VIDRAȘCU, V. : **Probleme privind realizarea unor modele de mașini hidraulice reversibile pentru căderi înalte.** 432

VOIA, I : **Determinarea coeficienților de cavitație la turbinele hidraulice.** 437

CÂMPIAN, C.V., MAYER, R. : **Încercări experimentale pe modele de turbine axiale cu traseul hidraulic în formă de „S".** 440

MÄRZ, K., FLORESCU, H., PÎRVULESCU, M. : **Probleme de calcul și dimensionare la statoarele turbinelor Francis de înaltă cădere.** 445

COSTE, F., VANCU, A., GAVRA, A. : **Contribuții teoretice la acționarea hidraulică a stavilelor-segment în regim de autosincronizare.** 448

ONEA, D. : **Preocupări în domeniul sistemelor de reglaj și al regulatoarelor de turație pentru turbine hidraulice.** 455

SMOCZER, I. : **Calculul etanșărilor vanelor-fluture proiectate la C.C.S.I.T.E.H. — Reșița.** 464

SMOCZER, I., TAKÁCS, R. : **Dispozitiv de blocare cu bile pentru servomotoare hidraulice.** 470

MATEȘ, I., BABĂU, V., VASILIU, R. : **Soluți de acționare și automatizare la echipamentele hidromecanice ale barajelor proiectate la C.C.S.I.T.E.H. — Reșița.** 476

ANGHEL, A. : **Contribuții la studiul hidraulic al geometriei distribuitoarelor conductelor forțate ale centralelor hidroelectrice.** 483

*) Lucrări prezentate în cadrul sesiunii de comunicări tehnico-științifice organizate cu prilejul împlinirii a 15 ani de la înființarea C.C.S.I.T.E.H. — Reșița

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonator științific : dr. ing. Iacob Voia

SUMARE

CZ : 621.22

Lupşiasca, C., Cucoş, T., Bejan, I., Coman, Gh. **Hidroagregate cu turbine Francis de mare cădere realizate în R.S. România.**

Pornind de la premisele create pentru fabricaţia de hidroagregate în ţara noastră, industria constructoare de maşini s-a angajat să asigure turbinele hidraulice de tip Francis şi generatoarele rapide aferente pe bază de concepţie proprie. Lucrarea încearcă să ilustreze cîteva din problemele deosebite care au trebuit să fie rezolvate în procesul de proiectare şi fabricaţie, precum şi unele incidente (unele dintre ele considerate ca posibile, altele neaşteptate) apărute în perioada punerii în funcţiune şi a exploatării hidroagregatelor de putere şi cădere mare, respectiv de turaţie ridicată.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 5 fig., 2 tab., 17 ref.

CZ : 621.22

Vidraşcu, V.: **Probleme privind realizarea unor modele de maşini hidraulice reversibile pentru căderi înalte.**

Articolul prezintă activitatea desfăşurată la C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa pentru asimilarea unor modele de maşini hidraulice reversibile (pompe-turbine) de tip Francis, în vederea echipării unor UHEAP de căderi înalte. Se descriu, pe scurt, principalele faze ale primei cercetări în acest domeniu, se expun rezultatele obţinute şi se schiţează programul continuării lucrărilor de cercetare cu scopul îmbunătăţirii caracteristicilor energetice şi cavitaţionale ale modelelor.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 3 fig., 1 tab., 9 ref.

CZ : 621.24

Voia, I.: **Determinarea coeficienţilor de cavitaţie la turbinele hidraulice.**

În lucrare se deduce valoarea coeficienţilor de cavitaţie în funcţie de deviaţia curentului prin reţeaua rotorului δ_u, coeficientul vitezei tangenţiale k_u, profilul şi vitezele meridiane, respectiv poziţia celor două muchii. Relaţiile propuse în lucrare permit, de asemenea, analiza influenţei randamentului aspiratorului, a pasului relativ şi a grosimii profilelor.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 5 fig., 6 ref.

CZ : 621.22

Câmpian, C.V., Mayer, R.: **Încercări experimentale pe modele de turbine axiale cu traseu hidraulic în formă de „S".**

Lucrarea prezintă o serie de încercări energetice efectuate pe modele de turbine axiale cu traseul de curgere în formă „S". Se analizează rezultatele obţinute în legătură cu parametrii folosiţi la dimensionarea variantelor de rotoare şi aparate directoare corespunzătoare. Aceste rezultate constituie un capitol în studiul teoretic şi expermental al turbinelor cu traseul de curgere în formă de „S".

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 8 fig., 3 tab., 7 ref.

CZ : 621.22

März, K., Florescu, I.H., Pârvulescu, Maria: **Probleme de calcul şi dimensionare la statoarele turbinelor Francis de înaltă cădere.**

Necesitatea cunoaşterii solicitărilor care apar în statoarele turbinelor Francis de înaltă cădere a impus studierea mai aprofundată a modului de încărcare în exploatare ale acestor ansamble. Lucrarea îşi propune prezentarea problemelor care apar în calculul de rezistenţă, respectiv modul de rezolvare al acestora. Pornind de la analiza diferitelor metodici de calcul din literatura de specialitate şi de la rezultatele încercărilor pe model efectuate în cadrul C.C.S.I.T.E.H. — Reşiţa se prezintă metodica de calcul ale cărei rezultate se apropie cel mai mult de cele obţinute prin încercări.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 2 fig., 3 ref.

CZ : 627.8

Coste F., Vancu, A., Gavra, A.: **Contribuţii teoretice la acţionarea hidraulică a stavilelor-segment în regim de autosincronizare.**

Lucrarea tratează problema acţionării hidraulice bilaterale a stavilelor-segment pentru baraje şi în special aspectul sincronizării. Prin analiza factorilor care conduc la desincronizarea mişcării şi ţinînd seama de rigiditatea construcţiei metalice a stavilelor, se poate decide dacă funcţionarea are loc în regim de autosincronizare şi este posibilă acţionarea cu instalaţii hidraulice mai simple şi mai ieftine, care nu mai trebuie să îndeplinească şi funcţiunea de sincronizare. Se exemplifică aplicarea acestor criterii în cazul unei stavile-segment pentru barajul SHEN, Porţile de Fier II.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 10 fig., 1 ref.

CZ : 621.22

Onea, D.: **Preocupări în domeniul sistemelor de reglaj şi regulatoarelor de turaţie pentru turbine hidraulice.**

În lucrare, după o introducere în care se face explicaţia domeniului şi se arată funcţiile reglajului primar al unui hidroagregat, se tratează tipizarea şi modulizarea regulatoarelor de turaţie proiectate la C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa şi avantajele acestei acţiuni. Se mai tratează posibilitatea echipării turbinei hidraulice cu regulatoare cu funcţii reduse (sau fără regulatoare), prezentîndu-se unele principii, soluţii şi propuneri de echipare în această manieră.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 4 fig., 3 tab., 4 ref.

CZ : 627.8

Ing. Smoczer Ioan: **Calculul etanşărilor vanelor-fluture proiectate la C.C.S.I.T.E.H. — Reşiţa.**

Lucrarea analizează, succint, principalele tipuri de etanşare obturator-corp, utilizate la vanele-fluture de secţiune circulară, după care prezintă deducerea unor relaţii fundamentale pentru determinarea momentului necesar asigurării închiderii etanşe pe periferia obturatorului (discului). În ordinea importanţei lor, sînt deduse formulele pentru cuplurile de etanşare : metal/metal-conice, piele metal-cilindrice şi cauciuc/metal-cilindrice. Se prezintă cazuri de aplicare a relaţilor deduse la vanele fluture proiectate de peste 10 ani la C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 5 fig., 5 ref.

CONTENTS

DC : 621.22

Lupşiasca, C., Cucoş, T., Bejan, I., Coman, Gh.: **Hydroaggregates with Francis turbines of high head achieved in the socialist republic of Romania.**

Starting from the prerequisities created for the manufacturing of hydroaggregates in our country, the engineering machinebuilding industry pledged itself to provide Francis type hydraulic turbines and the rapid generators based on its own conception. The paper tries to illustrate some of the problems that had to be solved in the process of designing manufacturing, as well as some incidents among which several considered as possible others appeared in the starting period and working of the hydroaggregates of high capacity and head and high speed respectively.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 5 fig., 2 tab., 17 ref.

DC : 621.22

Vidraşcu, V.: **Problems concerning the achievement of some models of reversible hydraulic machines for High heads.**

The article depicts the activity carried on at C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa for the assimilation of some models of Francis type reversible hydraulic machines (pump-turbines) with a view to the equipment of some power stations with hydraulic high heads accumulations.

The main stages of the first researches in this domain are briefly described, the obtained results are set forth and the programme of going on with the research works is briefly depicted in order to improve the energetic and cavitational characteristics of the models.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 3 fig., 1 tab., 9 ref.

DC : 621.24

Voia, I.: **Determination of the cavitation coefficientes by the hidraulic turbines.**

In the work is deduced the value of the cavitation coefficientes depending on the current deviation through the runner network δ_u the tangential speed coefficient k_u, the profile and meridian speeds, the position of the two edges, respectively. The relations proposed in the work permit also the analysis of the aspirator efficiency influence, of the relative pass and the profile thickness.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 5 fig. 6 ref.

DC : 621.22

Câmpian, V., Mayer, R.: **Experimental tests performed on axial turbines with „S" form.**

The paper offers a series of energetical tests performed on axial turbines models with „S" form flow line. The results obtained in connection with the parameters used at the dimensioning of the runner variants and that of the corresponding guide vanes are also analysed. These results form a chapter in the theoretical and experimental study of the „S" form flow line turbines.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 8 fig., 3 tab., 7 ref.

DC : 621.22

März, K., Florescu, I.H., Pârvulescu, Maria: **Determination and dimensioning problems of Francis turbines stators of high head.**

The necessity of knowing the stresses that occur in Francis turbines stators of high head required a more through study of loading during operation of thess assemblies. The paper tries to present the problems that occur in the stress calculation and the manner of solwing them. Starting from the analysis of different methods of determination from the technical literature and from the results of the model tests performed within I.C.P.E.H. — Reşiţa we present the determination method of which results approach most to those obtained by testings.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 2 fig., 3 ref.

DC : 627.8

Coste, F., Vancu, A., Gavra, A.: **Theoretical contributions to the hydraulic drive of radial gates in self-syncronizing regime.**

The Work deals with the problem of the double-sided hydraulic drive of radial gates, for dams and especially the syncronization problem. Analyzing the factors which lead to the desyncronization of the movement and taking in account the rigidity of the metallic structures of the gates, one can decide if the operation takes place in self-syncronizing regime and if the drive with simpler and cheaper hydraulic installations, whitch must not make also the syncronization is possible. The application of these criterious is exemplified in the case of a radial gate for the SHEN Iron Gates II, dam.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 10 fig,. 1 ref.

DC : 621.22

Onea, D.: **Studies concerning the governing systems and the speed governors for the hydraulic turbines.**

In the work, after an introduction, were is given the explication of the domain and where are shown the functions of the prime mover control of a hydroaggregate is treated about the typification and modulation of the speed governers, designed in C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa, and the advantages of this actions. There is also treated the possibility of equipping the hydraulic turbine with reduced function governers or without governers, being presented some principles, solutions and equipping proposels in this manner.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 4 fig., 3 tab., 4 ref.

DC : 621.22

Smoczer, I.: **Calculation of the butterfly valves sealings designed at C.C.S.I.T.E.H. — Reşiţa.**

This article treats a brief analysis of the main types of the plug — body sealing, provided at the circular section butterfly valves, followed by deduction of an essential formulas for determination of the necessary tor que ensuring a water-tight closing on the plug (disc) periphery. In the order of theirs importance are deduced the formulas for the sealing couples: metal/metal — conical, leather/metal — cylindrical and synthetic rubber/metal — cylindrical. It are presented examples of application of this deduced formulas at butterfly valves designed during more then ten years at C.C.S.I.T.E.H. — Reşiţa.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 5 fig., 5 ref.

SOMMAIRE

CD : 621.22

Lupşiasca, C., Cucoş, T., Bejan, I., Coman, Gh.: **Des groupes hydreélectriques avec des turbines Francis pour haute chute, réalisée en Roumanie.**

En partant des premises crées dans notre pays pour la fabrication des groupes hydroélectriques, l'industrie de construction mécaniques a commencé la réalisation des turbines hydrauliques Francis et des alternateurs rapides afférentes en conception indigène.

L'article présente quelques problèms spéciaux, liés de le developpment et de la fabrication de cettes-ci, ainsi que certaines incidents prévus or imprévus, dans la période de mise en marche et de l'exploitation des groupes hydroélectriques rapides, de grande puissance et haute chute.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 5 fig., 2 tab., 17 réf.

CD : 621.22

Vidraşcu, V.: **Problèms concernant la réalisation des modèles des machines hydrauliques réversibles à hautes chutes.**

On présente l'activité pour l'assimilation des modèles des machines hydrauliques réversibles (pompes-turbines) de type Francis, destinées a équiper quelques usines électriques avec accumulations hydrauliques à hautes chutes. L'article décrit les principales phases de cette opération en exposant les résultats obtenus et on esquisse le programme de la suite des traveaux de recherche dans le but d'améliorer les caractéristiques énergétiques et de cavitation des modèles.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 3 fig., 1 tab., 9 réf.

CD : 621.24

Voia, I.: **La détermination des coefficients de cavitation pour les turbines hydrauliques.**

On déduit la valeur des coefficients de cavitation en fonction des facteurs suivants : la déviation du courant par la réseau de la roue δ_u, le coefficient de la vitesse tangentielle k_u, le profil et les vitesses méridiennes, respectivement, la position des deux arêtes. Les rélations proposées permettent, aussi, d'analyser l'influence du rendement sur l'aspirateur, du pas rélatif et de l'épaisseur des profils.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 5 fig., 6 réf.

DC : 621.22

Câmpian, C.V., Mayer, R.: **Essais expérimentaux sur les modèles des turbines axiales avec le trajet hydraulique en „S".**

L'ouvrage présente une série des essais énergétiques obtenus sur les modèles des turbines axiales avec le trajet hydraulique en „S". On analyse les résultats expérimenteaux simultanément avec les éléments théoriques utilisés dans la projection de la roue et de l'appareil directeur. Ces résultats forment un chapitre spécial dans l'etude théorique et expérimental des turbines axiales avec le trajet hydrauliques en „S".

Construcţia de maşini. 32 (1980), no. 9, 8 fig., 3 tab., 7 réf.

DC : 621.22

März, K., Florescu, I.H., Pârvulescu, Maria: **Problèms de calcul et de dimensionement d'une bâche spirale de la turbine de type Francis à haute chute.**

La necessité de connaître les tensions qui apparaissent dans les bâches spirales des turbines de type Francis à haute chute a imposé une étude approfondie de la manière de chargement dans l'exploitation de cettes ensembles. L'article présente les problèmes qui apparaissent dans le calcul de la résistance mécanique et la manière de résoudre. En analysant nombres de méthodes de calcul présentées par la littérature de spécialité et les résultats des essais sur modèle, effectués à C.C.S.I.T.E.H. — Reşiţa, l'article expose une méthode originale avec des résultats qui s'approchent le plus des résultats obtenues par les essais.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 2 fig., 3 réf.

CD : 627.8

Coste, F., Vancu, A., Gavra, A.: **Contributions théoriques pour la comande hydraulique des vannes à segment en régim d'autosynchronisation.**

L'ouvrage traite le problème de la comande hydraulique bilatérale des vannes à ségment pour barrages et, en particulier, l'aspect de la synchronisation. En analysant les facteurs que conduissent à la déssynchronisation du mouvement et en tenant compte de la rigidité de la construction métalique des vannes, on peut décider si le fonctionnement se passe en régim d'autosynchronisation et s'il est possible la comande par des instalations hydrauliques plus simples et moins coûteuses, qui ne doivent plus remplir aussi la fonction de synchronisation. Pour exemplifier l'application de ces critères, on présente une vanne à segment pour le barrage SHEN, Portes de Fer II.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 10 fig., 1 réf.

CD : 621.22

Onea, D.: **Préoccupations dans le domaine de régulation de la vitesse et de régulateurs de vitesse pour des turbines hydrauliques.**

Aprés une introduction avec des explications sur ce domaine qui spécifient les fonctions du réglage primaire sur un groupe hydraulique, on traite le problème de la standardisation et de l'organisation en modules des régulateurs conçus par C.C.S.I.T.E.H. — Reşiţa et l'avantage de cette action. On éxamine, aussi, la possibilité de la fabrication des groupes hydrauliques avec des régulateurs simplifiés, ou sans des régulateurs ; on présente des principes, des solutions et des propositions dans cette direction.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 4 fig., 3 tab., 4 réf.

CD : 621.22

Smoczer, I.: **Le calcul des étanchement des vannes — papillon projetées à C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa.**

L'article analyse brièvement les principaux types d'étanchement obturateur — corp, utilés aux vannes — papillon à section circulaire ; ensuite on présente quelques relations fondamentales pour déterminer le moment nécessaire à assurer une oclusion étanche à la périferie du disque obturateur. Il s'agit des formules pour les comples d'étanchement : métal métal-coniques, cuir/métal-cylindriques et cahoutchouc/metal-cylindriques. Les relations ont été utilisées aux vannes-papillon projeties et réalisées plus de dix ans.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 5 fig., 5 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.22

Lupşiasca, C., Cucoş, T., Bejan, I., Coman, Gh.: **In rumänien erzeugte wasserkrafteinheiten mit Francisturbinen für grosse fallhöhen.**

Die bereits bestehenden Voraussetzungen zur Fertigung von Wasserkrafteinheiten in unserem Lande, ermöglichten die Erzeugung von Francisturbinen und Generatoren hoher Drehzahl in eigener Entwicklung seitens der Maschinenbauindustrie. Vorliegender Beitrag versucht einige besonders zu lösenden Aufgaben der Entwicklung und Fertigung sowie einige mögliche oder unerwartete Zwischenfälle bei der Inbetriebnahme und Wartung der Wasserkrafteinheiten grosser Leistung, Fallhöhe, bzw. Drehzahl darzustellen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 9, Bild., 2 Taf., 17 Lit.

DK : 621.22

Vidraşcu, V.: **Einige probleme der vorschung einer umkehrbaren hochdruck hydraulischen maschinen.**

Der Aufsatz enthält die Beschreibung des in dem C.C.S.I.T.E.H. von Reschitza existierenden Bestrebens einige Modelle der hydraulischen umkehrbaren Maschinen (Pumpen-Turbinen) Type Francis zu erlernen mit die Absicht einige Hochdruckwasserkraftwerke auszurüsten. Es werden kurz die wichtigsten Phasen der ersten. Untersuchungen auf diesem Gebiet beschrieben, die ersten erlangten Resultate werden ausgestellt und es wird das Programm der Furtsetzung dieser Untersuchungsarbeit skizziert mit dem Zweck die energetischen und kawitationellen Eigenschaften der Modelle zu verbessern.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 9, 3 Bild., 1 Taf., 9 Lit.

DK : 621.24

Voia, B.: **Die bestimmung der kavitationsbeiwerte bei den wasserturbinen.**

In der Arbeit werden die Kavitationsbeiwerte bezüglich der Abweichung des Stromes durch das Laufradgitter δ_u, des tangentiellen Geschwindigkeitbeiwertes k_u, des Profiles und der Meridiangeschwindigkeiten und der Position der beiden Kanten abgeleitet. Die in der Arbeit vorgeschlagenen Relationen erluaben ebenfalls dei Analyse des Einflusses der Saugerleistung des relativen Schrittes und der Profildicke.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 9, 5 Bild., 6 Lit.

DK : 621.22

Câmpian, V., Mayer, R.: **Experimentalversuche auf Modelle der axialen Wasserturbinen mit „S" formigen hydraulischen Trasses.**

Die Arbeit bringt eine Reihe von energetischen Versuche vor, die au Modelle der axialen Wasserturbinen mit „S" formigen Durchflu trasse durgeführt wurden. Man betrachtet die errungenen Ergebnisse in Verhältnis zu den Parameter, die bei der Bestimmung der Varianten der Laufräder und entsprechenden Leitapparaten benützt werden. Diese Ergebnisse sind ein Kapitel des experimentellen und theoretischen Studiums der Wasserturbinen mit „S" formigen hydraulischen Trasses.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 9, 8 Bild., 3 Taf., 7 Lit.

DK : 621.22

März, K., Florescu, I.H., Pârvulescu, Maria: **Fragen zur berchnung und bemessung der stützringe von Francisturbinen mit hohem gefälle.**

Die Notwendigkeit den Spannungszustand in den Stützringen von Francisturbinen mit hohem Gefälle zu kennen hat das weitgehende Studium der Belastungsart dieser Turbinenteile während des Betriebes erfordert. Der vorliegende Artikel beabsichtigt die bei den Fertigkeitsberechnungen auftretenden Probleme, so wie die Art und Weise auf welche diese gelöst werden können, darzustellen. Von der Analyse der verschiedenen Berechnungsmethoden aus der Fachliteratur und von den an Modellversuchen im I.C.P.E.H. — Reşiţa erhaltenen Ergebnissen ausgehend, wird die Berechnungsart dargestellt deren Resultate annähernd denen, die bei den Messungen an Modellen erhalten wurden, gleichkommt.

Construcţia de maşini,, 32 (1980), Nr. 9, 2 Bild., 3 Lit.

DK : 627.8

Coste, F., Vancu, A., Gavra, A.: **Theoretische Beiträge zum hydraulischen Antrieb der Segmentwehre in Selbstsyncronisierungsregime.**

Die Arbeit behandelt das Problem des doppelseitigen hydraulischen Antriebs der Segmentwehre für Wehranlagen und vor allen das Syncronisierungsproblem. Nachdem eine Analyse der Faktoren die zu Desyncronisierung der Bewegung führen, gemacht wird, und indem man die Steifigkeit der Metallkonstruktion der Wehre in Betracht zieht kann man entscheiden, ob der Betrieb in Selbstsyncronisierungsregime stattfindet und der Antrieb mit einfacheren und billigeren hydraulischen Einrichtungen, die die Syncronisierungsfunktion nicht mehr erfüllen müssen, möglich ist. Zur Verwertung dieser Kriterien wird das Beispiel eines Segmentwehres für die Wehranlage SHEN Eisernes Tor II gegeben.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 9, 10 Bild., 1 Lit.

DK : 621.22

Onea, D.: **Beschäftigungen auf dem Gebiet der Drehzahlregelsysteme und — regler für Wasserturbinen.**

Noch einer Einleitung, in der das Gebiet erläutert wird und die Funktionen der primären Regelung einer Wasserturbine gezeigt werden, ist die Typisierung und Modulisierung der bei C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa entwofenen Drehzahlregler behandet, wie auch die Vorteile dieser Massnahme. Es wird die Möglichkeit der Ausrüstung von Wasserturbinen mit Reglern einfecher Funktion oder ohne Regler behandelt, und Prinzipient, Lösungen und Vorschläge für solche Ausrüstungen gezeigt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 9, 4 Bild., 3 Taf., 4 Lit.

DK : 621.22

Smoczer, I.: **Berechnung der Abdichtungen der bei C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa projektierten Drosselklappen.**

Der Beitrag befasst sich mit einer kurzgefassten Analyse der hauptsächlichen Abdichtungen-Verschluss-Körper, Typen, angewendet bei den Drosselklappen mit Kreisschnitt. Es werden einige grundlegende für die Ermittlung des erforderlichen Zeitpunkts für die Dichteräbschlussversicherung an der Verschlussperipherie vorgestellt. Gemäss derer Wichtigkeit, werden die Formäln für folgenden Verschlusskulungen abgeleitet: Metall/Metall — konische Kupplungen, Leder/Metall — zylindrische Kupplungen und Gummi/Metall zylindrische Kupplungen. Es werden dargestellt einige Anwendungsfälle, bettrefs den seit mehr als 10 Jahren projektierten Drosselklappen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 9, 5 Bild., 5 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.22

Лупшяска, К., Кукош, Т., Бежан, И., Коман, Г.: **Гидроагрегаты с радиально-осевыми турбинами высокого напора, узготовленные в Румынии.**

Ислодя от создания в нашей стране условий для изготовления гидроагрегатов, машиностроительная промышленность обязывалась обеспечивать радиально-осевые гидротурбины и быстроосодные генераторы на основе собственной концепции. Работа попробует иллюстрировать некоторые из особенных проблем, которые надо было решиться в процессе проектирования и изготовления, как и некоторые инциденты, возможные или неожиданные во время пуска и эксплоатации гидроагрегатов крупной мощности и высокого напора, соответственно высокой скорости вращения.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 9, 5 рис., 2 таб., 17 лит.

ДК : 621.22.

Видрашку, В.: **К вопросу создания моделей высоконапорных обртимых гидравлических машин.**

В статье представлена происходящая в CCSITEH гор. Решицы деятельность к изучению моделей гидравлических обратимых машин (насосов-турбин) типа Френсиса, в виду оборудования некоторых высоконапорных ГАЭС. Кратко описаны главные этапы этих первых исследований в данной области, изложены достигнутые резльтаты и схематически представлена программа продолжения исследовательских работ с целью улучшения энергетических и кавитационных характеристик моделей.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 9, 3 рис., 1 таб., 9 лит.

ДК : 621.24

Воя, Я.: **Определение кавитационных коэффициентов гидротурбин.**

В работе получается кавитационных коэффициентов в зависимости от отклонения течения через решетку рабочего колеса δ_u от коэффициента окружной скорости K_u, от меридиального профиля и меридиальных скоростей, соответственно от положения двух кромок. Отношения предложенные в работе позволяют также анализ влияния к.п.д. отсасывающей трубы, относительного шага и толщины профилей.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 9, 5 рис., 6 лит.

ДК : 621.22

Кымпиан, К. В., Маиер, Р.: **Экспериментальные испытания на моделлях осевых гидротурбин с гидравлическим трактом в виде «S».**

Работа излагает ряд энергетических испытаний, осущественны на моделя осевых гидротурбин с проточным трактом в виде «S». Рассматриваются достигаемые результаты относительно параметров использованны при установлении рзмеров соотвествующит вариантов рабочих калес и направляющия аппаратов. Эти результаты составляют раздел в теоретическом и экспериментальном исследовании гидротурбин с проточным трактом в видо «S».

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 9, 8 рис., 3 таб., 7 лит.

ДК : 621.22

Мерц, К., Флореску, Х., Пырвулеску, Мариа: **Расчетные вопросы и выбор размера статорах радиально осевых турбин высокого напора.**

Необходимость знании предельных нагрузок, которые появляются в статорах радиально осевых турбин высокого напора, требовало углубленное изучение способа нагрузки в исследовании этих ансамблях. В этой работе представляются вопросы которые появились в расчете прочности, соответственно способ их решения. Исходя из анализ разных расчетных методиках и из результатов исследования по моделя, осуществленные в И.К.П.Е.Х. Решица, представляется методика расчета, результаты которой больше приближаются к тем, полученные из исследований.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 9, 2 рис., 3 лит.

ДК : 627.8

Косте, Ф., Ванку, А., Гавра, А.: **Теоретические вклады по гидравлическом приводе сегментного затвора в автосинхронном режиме.**

Работа рассматривает вопрос двустороннего гидравличского привода сегментных затворов плотин, особенно со стороны синхронизаций. Разрабатывая факторы которые ведут к десинхронизации движения и имея в виду жесткость металлической конструкций затворов можно решить если работа производится в автосинхронном режиме и если возможен привод с помощью более простых и дешевых гидравлических устройств, которые не должны выполнить и функцию синхронизирования. Примерами иллюстрируется применение этих критериев в случае одного сегментного затвора для плотины SHEN Железные Ворота II.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 9, 10 рис., 1 лит.

ДК : 621.22

Онеа, Д.: **Занятии в области систем регулирования и регулятора скорости для гидравлических турбин.**

В статье, после введением в которой объясняется эта область и после того как показывается функции первичного регулирования одного гидроагрегата, обсуждается типизация и модуляция регуляторов скорости, проектирующих в CCSITEH Решица и приемущество этих действий. Обсуждается также возможность снаряжать гидравлическую турбину с регуляторов представляя некоторые принципы, выходы и предложений о снаряжении в таком виде.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 9, 4 рис., 3 таб., 4 лит.

ДК : 627.8

Смочер, И., Такач, Р.: **Блокировочный шариковый привод для гидравлических серводвигателей.**

В статье излагается опыт CCSITEH Решица в области проектирования и экспериментирования блокировочного шарикового привода, применяемого к гидравлическим колебательным серводвигателям, используемым в приводе прикрывающих заслонок напорных трубопроводов. После отдельных соображений теоретического и конструктивного характера, в статье представлены опытные результаты (в заводстких условиях) и эксперимент пуска в дело на нескольких промышленных установках. Использование этих приводов не ограничивается лишь упомянутой областью; во всяком случае, они могут быть использованы там, где требуется определенной позиции поршня на одном его ходе (или на обоих ходах), независимо от нагрузки и от состояния масла под давлением привода.

Constructţia de maşini, 32 (1980),
н. 9, 7 рис., 6 таб., 9 лит.

CZ : 621.22

Smoczer, I., Takacs, R. : **Dispozitiv de blocare cu bile pentru servomotoare hidraulice.**

Tema prezintă experienţa C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa în proiectarea şi experimentarea unui dispozitiv de blocaj cu bile, folosit la servomotoare hidraulice oscilante care sînt utilizate la acţionarea vanelor-fluture ale conductelor forţate. După cîteva consideraţii teoretice şi constructive, sînt prezentate rezultatele experimentale (în condiţii uzinale). şi experienţa punerii în funcţiune la cîteva instalaţii industriale. Utilizarea acestor dispozitive nu se limitează numai la domeniul amintit ; ele se pot utiliza în orice caz unde se cere o poziţie fixă a pistonului la extremitatea cursei (sau la ambele), indiferent de încărcarea şi de starea sursei de ulei sub presiune a acţionării.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 7 fig., 6 tab., 9 ref.

CZ : 627.8

Mateş, I., Babău, V., Vasiliu, R., : **Soluţii de acţionare şi automatizare la echipamentele hidromecanice ale barajelor proiectate de C.C.S.I.T.E.H. —Timişoara.**

În articol sînt prezentate principalele baraje realizate în ţara noastră, echipate cu instalaţii de acţionare şi automatizare concepute la C.C.S.I.T.E.H. Timişoara. Sînt abordate o serie de soluţii concrete de rezolvare a schemelor de automatizare, expunîndu-se unele detalii legate de specificul acţionărilor echipamentelor hidromecanice. Sînt descrise principii de funcţionare ale schemelor de sincronizare pentru echipamentele acţionate cu două servomotoare hidraulice, precum şi pentru acţionările cu lanţ unde se aplică scheme cu arbore electric.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 6 fig., 1 tab.

CZ : 621.311.21

Anghel, A : **Contribuţii la studiul hidraulic al geometriei distribuitoarelor conductelor forţate ale centralelor hidroelectrice.**

Lucrarea prezintă rezultatele cercetărilor de natură hidraulică, pe distribuitoare de tip asimetric şi simetric privind influenţa cifrei Reynolds, dimensiunea nervurii de consolidare interioară, geometria nodului de ramificare şi a regimului de exploatare a distribuţiei debitelor şi a valorii pierderilor de energie.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 22 fig., 10 ref.

DC : 621.22

Smoczer, I., Takács, R. : **Blocking gear with balls for hydraulic cylinders.**

This topic presents the experiment of C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa in designing and testing of a blocking gear with balls, used-up at oscilating hydraulic cylinders at the butterfly valves operation of penstocks. After some theoretical and practical considerations there are presented the test dates (in work conditions) and the experiment of putting into service at some industrial installations. The utilisation of this blocking gear is not limited only at the mentioned range, but it can be utilised anywhere it is required an immofil position of the piston at one of the extremities (or at both) and it is irrespective of the loading and the order of driving oil pressure source.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 7 fig., 6 tab., 9 ref.

DC : 627.8

Mateş, I., Babău, V., Vasiliu, R. : **Driving and Automation Solutions at the Hydromechanical equipments of the Dams Designed by C.C.S.I.T.E.H. — Timişoara.**

In the item there are presented the main dams executed in our country, equiped with driving and automatization plants designed (conceived) at C.C.S.I.T.E.H Timişoara. There are approached many concrete solutions of resolution of the automation diagrams expressing some details in conjunction whith the specific of the hydromechanic equipment drivings. Here are described also the syncronising schemes operating principles for equipments actuated by two hydraulic servomotors as well as for circuit drivings where electric shafts diagrams are applied.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 6 fig., 1 tab.

DC : 621.311.21

Anghel, A. : **Contributions to the hydraulic study of the penstock distributor's geometry in hydroelectric power stations.**

The work presents the results of the hydraulic researches on distributors of asymmetrical and symmetrical type, regarding the influence of the Reynolds number, the size of internal stiffening ribs, the geometry of the branch joint and the working, on the distribution of flows and the value of energy losses.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 22 fig., 10 ref.

CD : 621.22

Smoczer, I., Takács, R. : **Dispositif de bloquage à billes pour les servomoteurs hydrauliques.**

Les servomoteurs hydrauliques oscillants sont utilisés à l'acctionnement des vannes-papillon des conduites à pression. Après quelques considérations théoriques et constructives on y présente les résultate expérimentaux (dans la pratique de l'usine) et la mise en fonctionnement à quelques installations industrielles.

Les dispositifs peuvent être utilisés là où il est nécessaire une position fixe du piston à une extrémité de la course (ou à toutes les deux), quelque soient la tâche et l'état de la source de la mise en mouvement.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 7 fig., 6 tab., 9 ref.

CD : 627.8

Mateş, I., Babău, V., Vasiliu, R. : **Solutions de commande et automatisation pour les équipements hydromécaniques des barrages projétés par C.C.S.I.T.E.H. — Timişoara.**

L'article présent les principales barrages réalisés dans notre pays, équipés par des instalations de commande et automatisation concus à C.C.S.I.T.E.H. Timişoara.

On a abordé toute une série de solutions concrètes pour résolver les schémas d'automatisation en exposant des détails concernant les spécifique des comandes des équipements hydromécaniques. On a décrit les principes de fonctionnement des schémas de syncronisation pour les équipements actionnés par deux servomoteurs hydrauliques, aussi que pour les commandes à chaîne où on applique la schéma à arbre électrique.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 6 fig. 1 tab.

CD : 621.311.21

Anghel, A.: **Contributions à l'étude hydraulique de la géometrie des distributeurs des conduites à pression des centrales hydro-electriques.**

L'ouvrage présente les résultats des recherches hydrauliques sur les distributeurs de type asymétrique et symétrique, concernant l'influence du nombre Reynolds, de la dimension de la nervure de raidissage intérieur, de la géometrie du noed de ramification et du régime d'exploitation sur la distribution des débits et sur la valeur des pertes de l'energie.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 9, 22 fig., 10 réf.

DK : 621.22

Smoczer, I., Takács, R.: **Kugelriegelvorrichtung für hydraulischen Servomotoren.**

Die schwingenden hydraulischen Motoren sind für den Drosselklappenantrieb der Druckleitungen erforderlich. Nach einigen theoretischen und konstruktiven Betrachtungen, werden die experimentellen Ergebnisse (in betrieblichen Bedingungen), sowie die Erfahrung der Inbetriebstellung in einigen industriellen Anlagen dargestellt. Die Anwendung dieser Vorrichtungen beschränkt sich nicht an dem errinerten Bereich: sie können überall wo eine ständige Stellung des Kolbens bei der Hubende (oder bei den beiden) gefordertt ist ist — benützt werden, ungeachtet der Belastung und des Standes des Antriebesdrucköllquelle.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 9, 7 Bild., 6 Taf., 9 Lit.

DK : 627.8

Mateş, I., Babău, V., Vasiliu, R.: **Antriebs — und Automatisierungslösungen für die hydromechanische Ausrüstungen der von C.C.S.I.T.E.H. entworfenen Wehranlagen.**

In diesem Artikel werden die wichtigsten in unserem land hergestellten Wehranlagen vorgestelt, die mit Betätigungs — und Automatisierungseinrichtungen, die in C.C.S.I.T.E.H. Timişoara entworfen werden, ausgerüstet sind.

Es werden eine Reihe von konkreten Lösungen für die Automatisierungsschemen vorgeführt, indem einige Details über die Eigenart der hydromechanischen Ausrüstungsbetätigung gegeben werden. Es werden die Funktionsprinzipien der Syncronisierungsschemen für die mit zwei Hydraulikzylinder betätigten Ausrüstungensowie für die Kettenantriebe, bei denen die Schemen mit elektischer Welle angewendet werden, beschrieben.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 9, 6 Bild., 1 Taf.

6DK : 621.311.21

Anghel, A.: **Beiträge zum Hydraulikstudium der geometrischen Formen der Verteiler bei Druckleitungen zu Hydroelektrischen Zentralen.**

Die Arbeit enthält die Ergebnisse verschiedener Versuche — hydraulischer Natur — an asymetrischen, sowie an symetrischen Verteiler, betreffend den Einfluss der Reynoldschen Zahl, der Masse der inneren Verstärkungsrippe, der geometrischen Form des Verteilerknotens, sowie der Ausbeutungsweise auf die Durchflussverteilung und auf die Werte des Energieverlustes.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 9, 22 Bild., 10 Lit.

ДК : 621.22

Смочер, И.: **Расчет уплотнителей прикрывающих заслонок, проектированные на CCSITEH Решица.**

В сжатой форме работа рассматривает основные типы уплотнения системы задвижка-корпус, используемых на прикрывающих заслонках круглого сечения, после чего показывется порядок определения основных соотношений по установлению момента, необходимого для обеспечения уплотняющего закрывания на периферии задвижки (диска). Далее, определены — в очереди их значения — формулы для пар (моментов) уплотнения: металл/металл-конических, кожа/металл-цилиндрических и резина/металл-цилиндрических. Описываются случаи применения соотношений, определеных на прикрывающих заслонках, проектированных 10 лет тому назад.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 9, 5 рис., 5 лит.

ДК : 627.8

Матеш, И., Бабэу, V., Василиу, Р.: **Привода и автоматические решения для гидромеханичские оборудования сделанные в C.C.S.I.T.E.H. — Тимишоара.**

В статье представляются основные осуществленные в нашей стране плотины, оборудованны приводами и автоматическими устройствами сделанные CCSITEH — Тимишоара. Работа подходит к ряду конкретных методов для решения автоматических схем, изложив некоторые детали связаны специальным характером привода гидромеханических оборудований. Описанны принципы работы синхронных схем для оборудований которые работают с двумя гидрравлическими серводвигателями и для ценного привода в котором применяются схемы с электрическим валом.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 9 ,6 рис., 1 таб.

ДК : 621.311.21

Ангел, А.: **Вклады к гидравлическому изучению геометрии распределителей напорных трубопроводов гидроэлектростанций.**

Работа излагает результаты гидравлических исследований на асимметричных и симметричных распределителях, которые относятся на влияние числа Рейнольдса, размера внутреннего ребра жесткости, геометрии узла разветвления и режима эксплуатации на распределение расходы и на значение потери энергии.

Construcţia de maşini, 32 (1980),
н. 9, 22 рис., 10 лит.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 114 sector I, telefon 50.31.30; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM, 30.15.5.16.70.02.06. BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi: 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri: 70 lei anual. Costul unui exemplar: 8 lei.

Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Ploieşti", str. Vasile Lupu, nr. 45.

CZ : 621.22

Hidroagregate cu turbine Francis de mare cădere realizate în R. S. România

Ing. Constantin **LUPȘIASCA**, ing. Toader **CUCOȘ**, ing. Ioan **BEJAN**, ing. Gheorghe **COMAN** — (C.C.S.I.T.E.H.) — Reșița

Introducere

Pornind de la premizele create pentru fabricația de hidroagregate în țara noastră [5], [10], industria constructoare de mașini s-a angajat să asigure turbinele hidraulice de tip Francis și generatoarele rapide aferente, pe bază de concepție proprie.

Un loc aparte în cadrul acestor tipuri de mașini îl ocupă cele destinate centralelor hidroelectrice de mare cădere. Preocupările pe linie de cercetare și proiectare în această direcție au început din anul 1969, fiind strîns legate de necesitatea asigurării echipamentelor pentru centralele hidroelectrice Mărișelu — Someș, Gîlceag, Sugag — Sebeș și Remeți — Drăgan, etc.

Sarcina de realizare a concepției acestor mașini a revenit în principal Institutului de Cercetare și Proiectare pentru Echipamente Hidroenergetice Reșița și colectivelor de tehnologi și metalurgi din cadrul Intreprinderii de Construcții de Mașni Reșița. În rezolvarea problemelor complexe, legate de o asemenea acțiune, au fost atrase și colective din cadrul institutelor politehnice din București și Timișoara.

Prezenta lucrare încearcă să ilustreze cîteva din problemele deosebite care au trebuit să fie rezolvate în procesul de proiectare și fabricație, precum și a unor incidente, unele dintre ele considerate ca posibile, altele neașteptate, apărute în perioada punerii în funcțiune și a exploatării hidroagregatelor de putere și cădere mare, respectiv de turație ridicată.

Probleme de concepție

Dimensionarea hidroagrgatelor, în general, și a celor pentru centrale de mare cădere, în special, se realizează în condiții deosebite, particularizate pentru fiecare caz în parte, într-o strînsă colaborare cu proiectantul general al amenajării hidroenergetice (Institutul de Studii și Proiectări Hidroenergetice — București), scopul final fiind realizarea unei soluții eficiente pe ansamblul amenajării, cu luarea în considerare a unei serii întregi de factori tehnico-economici.

În această situație, obținerea unei soluții optime, din punct de vedere tehnico-economic, pe ansamblu, nu poate fi deci abordată ca sumă a unor soluții izolate, cu atingerea valorii optime a fiecărui factor tehnico-economic în parte, proiectantul fiind nevoit să recurgă la unele compromisuri, pentru a satisface condițiile de instalare, de funcționare și realizare a unor performanțe cît mai ridicate.

În ceea ce privește turbinele, asigurarea unor parametri funcționali la valori ridicate, pentru întreaga gamă de turbine Francis a impus demararea unor acțiuni decercetare sistematică asupra părții de curgere (cu scopul definirii unor trasee hidraulice optime) și de încercare a modelelor hidraulice pe stand [6]. Această activitate a fost extinsă pînă la modele adecvate căderilor de peste 500 m, pentru a asigura și realizarea turbinelor hidraulice destinate CHE Fîul Mare-Retezat [12].

Soluționarea constructivă a impus, de asemenea, studii și cercetări speciale adecvate condițiilor din centralele de mare cădere. Principalele probleme legate de rezolvarea constructivă a turbinelor hidraulice au fost :

— punerea la punct a unor metodici de calcul pentru organele componente, în mod deosebit, a camerelor spirale și statoarelor și verificarea acestora pe bază de măsurări tensometrice, sau încercări pe standuri speciale. Unele din aceste preocupări au fost publicate [7], [8], [9], [11], [14] sau sînt în pregătire [15] ;

— investigarea soluțiilor constructive posibile, analiza și studiul variantelor din punct de vedere tehnico-economic [4] și alegerea soluției optime previzibile. Lipsa de experiență anterioară a condus la necesitatea revizuirii soluțiilor constructive, de la o realizare la alta. Mulțumită experienței cîștigate, îndeosebi pe parcursul execuției montajului și punerii în funcțiune la CHE Mărișelu, s-a înregistrat un progres evident de la o realizare la alta ;

— Rezolvarea problemelor de tehnologie specifice, din care menționăm — că realizări deosebite — elaborarea unor oțeluri speciale pentru rotoare, avînd caracteristici mecanice foarte ridicate și rezistente la eroziunea abrazivă și cavitațională și la coroziune, turnarea rotorilor monobloc din aceste oțeluri, execuția de precizie a virolelor din table groase, la presă, pentru camere spirale și execuția cuzineților metalici plini pentru lagăre de conducere de mari dimensiuni [16] ș.a.

În ceea ce privește hidrogeneratoarele, condițiile de funcționare impuse în principal de proiectantul general și caracteristicile de reglaj ale turbinei sînt următoarele :

— condiții de stabilitate electrică în funcționare a hidrogeneratoarelor, caracterizate prin mărimile diferitelor reactanțe care influențează dimensiunile geometrice ale părților active ;

— condiții de stabilitate dinamică în funcționarea hidrogeneratoarelor, caracterizate prin timpul de lucru, respectiv constanta de inerție a părților rotitoare care influențează dimensiunile geometrice a acestora ;

— condiții de garanții la funcționarea agregatului la ambalare maximă, care influențează în mod deosebit calitatea materialelor ce intră în componența părților rotitoare și dimensiunile geometrice.

Experiența acumulată în cei peste 15 ani de proiectare, precum și îmbunătățirea calitativă a unor materiale au făcut posibilă ridicarea parametrilor hidrogeneratoarelor proiectate la I.C.P.E.H. Reșița și executate la I.C.M. Reșița, la nivelul mondil actual și sînt perspective certe de îmbunătățire în continuare a acestor parametri. Dintre acțiunile mai importante întreprinse, în scopul creșterii performanțelor, în proiectarea hidrogeneratoarelor pînă în prezent amintim :

— creșterea solicitărilor electromagnetice și mecanice ;

— aplicarea sistemului de izolații termorigide cu tilizeze mai bine spațiile disponibile în interiorul agregatului (reducerea dimensiunilor geomentrice) ;

— aplicarea sistemului de izolații termorigide cu materiale electroizolante indigene ;

— generalizarea, la toate tipurile de hidrogeneratoare, a utilizării lagărelor axiale cu suport elastic ;

— introducerea sistemului de excitație rotativ, cu diode redresoare

Dintre preocupările existente în continuare, în vederea îmbunătățirii parametrilor, pe lîngă urmărirea comportării în exploatare a hidrogeneratoarelor remarcăm :

— studii și cercetări privind ventilația și încălzirea mașinilor electrice ;

— sistemul de control termic centralizat cu dispozitive semiconductoare, etc. ;

Proiecte realizate

Proiectele de hidroagregate realizate pentru centrale de înaltă cădere rezultă din tabelul 1, iar schema generală a unui astfel de agregat este redată în figura 1.

Se observă că din numărul total de 11 agregate, respectiv 5 centrale, sînt în funcțiune 5 agregate în centralele Mărișelu și Gîlceag și livrate alte două agregate pentru centrala Șugag.

La data abordării hidroagregatelor pentru centrale de mare cădere în concepție proprie (1969), asemenea realizări formau performanța cea mai recentă a unor firme cu o bogată tradiție în fabricația de mașini hidraulice. Dintre realizările de vîrf la acea dată menționăm (tab. 2) :

Hidroagregatele realizate și puse în funcțiune pînă în prezent în R.S. România ating parametrii proiectați, se remarcă printr-o funcționare liniștită, iar valorile vibrațiilor înregistrate se încadrează în domeniul „foarte bine" stabilit de standardele în vigoare. Comportarea de ansamblu a acestor mașini confirmă corectitudinea soluțiilor alese, cu toată lipsa de experiență anterioară.

Hidroagregate pentru centrale de mare cădere proiectate de I.C.P.E.H. Reșița

Tabelul 1

A. *TURBINE HIDRAULICE*

Centrala	Natura turb. conf. STAS 7100-70	Nr. (buc.)	Putere nom. (MW)	max.	Cădere nom. (m)	min.	Turație (rot/min.)	Diametru rotor (m)	Obs.
Mărișelu	F.V.M. 85,5—470	3	85,5	470	440	375	600	2,25	în funcț. din 1977
Gîlceag	F.V.M. 83,5—430	2	83,5	456	423	379	600	2,25	în funcț. 1980
Șugag	F.V.M. 78 —326	2	78	368,5	326	309,5	428,6	2,6	livrat 1979
Remeți I	F.V.M. 54 3—305	2	54,3	330	305	262,5	428,6	2,4	în proiectare
Retezat	F.V.M. 170,5—526,3	2	170,5	573,9	526,3	442,9	500	2,85	în fabricație

B. *HIDROGENERATOARE*

Centrala	Natura turb. conf. STAS 7100—70	Nr. (buc.)	Putere (MVA)	Tensiune (V)	cocs Ø	Turație (rot/min.)
Mărișelu	HVS 396/215—10	3	90	15.750	0,9	600
Gîlceag	HVS 396/215—10	2	90	15.750	0,9	600
Șugag	HVS 463/160—14	2	85	15.750	0,9	428,6
Remeți I	HVS 430/125—14	2	60,5	10.500	0,9	428,6
Retezat	HVS 490/240—12	2	186	15.750	0,9	500

Perfecționarea soluțiilor

Prin natura activității sale, proiectantul este obligat să participe activ la toate fazele importante din perioada proiectării, a întocmirii tehnologiei, a fabricației și montajului, precum și la urmărirea pe o durată suficient de mare a funcționării agregatului, în condi-

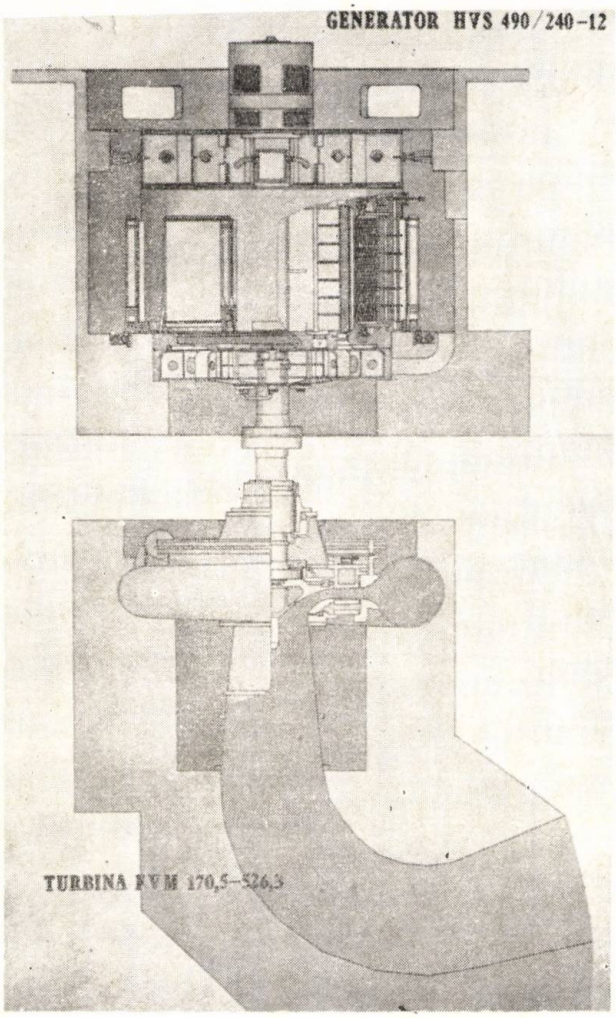


Fig. 1 Schema generală a unui hidroagregat pentru centrale de mare cădere.

țiile concrete de exploatare. De asemenea, trebuie să cunoască, bine, unele puncte mai sensibile din agregat și să fie pregătit cu soluții alternative ca, în cazul cînd apar unele deficiențe, să poată stabili operativ soluția cea mai adecvată în situația creată. Datorită caracterului de unicat al hidroagregatelor mari (în cazul generatorului și faptului că baza de cercetare este relativ redusă), agregatele aflate în exploatare sau în diferite faze de montaj și punere în funcțiune constituie adevărate laboratoare, unde proiectantul poate verifica, la scară industrială, comportarea diferitelor subansamble componente ale agregatelor și trage concluzii care să-i servească ulterior la perfecționarea soluțiilor proiectate.

Execuția și punerea în funcțiune a prototipului (C.H.E. Mărișelu) a constituit o experiență complexă care a permis îmbunătățirea soluțiilor la realizările următoare, eliminarea celor mai puțin avantajoase și adoptarea soluțiilor celor mai adecvate pentru fiecare tip de mașină, funcție de condițiile specifice de instalare și exploatare.

Menționăm în acest context ambianța deosebit de favorabilă rezultată din colaborarea proiectantului cu intreprinderea constructoare (I.C.M. Reșița), Trustul Energomontaj București — Șantierul Someș și beneficiar (I.E. Cluj-Napoca) și spiritul constructiv în care s-a desfășurat această colaborare.

Una din principalele concluzii rezultate este atenția deosebită care trebuie acordată — la turbinele de mare cădere — din punct de vedere al protecției la uzură a suprafețelor de curgere) descărcării presiunii din spatele rotorului pentru reducerea acesteia în dreptul etanșării, proiectării raționale a joncțiunilor (labirinți, jocuri la paletele directoare),corelării dimensiunilor funcționale la etanșarea arborelui turbinei, dimensionării sistemului de răcire al uleiului din lagărul turbine și tipului de etanșare pentru fusurile paletelor directoare.

Experiența cîștigată a permis îmbunătățirea prototipului prin prevederea căptușelilor de inoxidabil la inelele superior și inferior ale aparatului director, prin modificarea descărcării presiunii în spatele rotorului (prin obturarea găurilor de echilibrare din rotor și înlocuirea cu conducte distincte între capacul turbinei și tubul de aspirație), prin înlocuirea manșetelor de etanșare a fusurilor paletelor

Tabelul 2

Cădere (m)	Putere (MW)	Turație (rot/min.)	Centrală	An
388	51,5	600	Chatelard—Elveția	1967
404	40,5	750	Sholayar—India	1965
410	72,5	600	Seny—Iugoslavia	1964
413	74	600	Vilarinho das Furnas-Portugalia	1968
420	65,3	600	Woh—Malaezia	
423	60	600	Paradela—Portugalia	1950
434	56	600	S.Silvestra—Italia	1956
513	118	600	Murray I.—Australia	1963

directoare prin sistem de etanșare cu inele „O", prin reducerea jocurilor radiale în dreptul discurilor paletelor directoare, prin redimensionarea sistemului de lucru al etanșării

arborelui şi eliminarea unui rînd de segmenţi de grafit [13] şi prin înlocuirea răcitoarelor de ulei. Secţiunea prin organele principale ale turbinei este redată în figura 2.

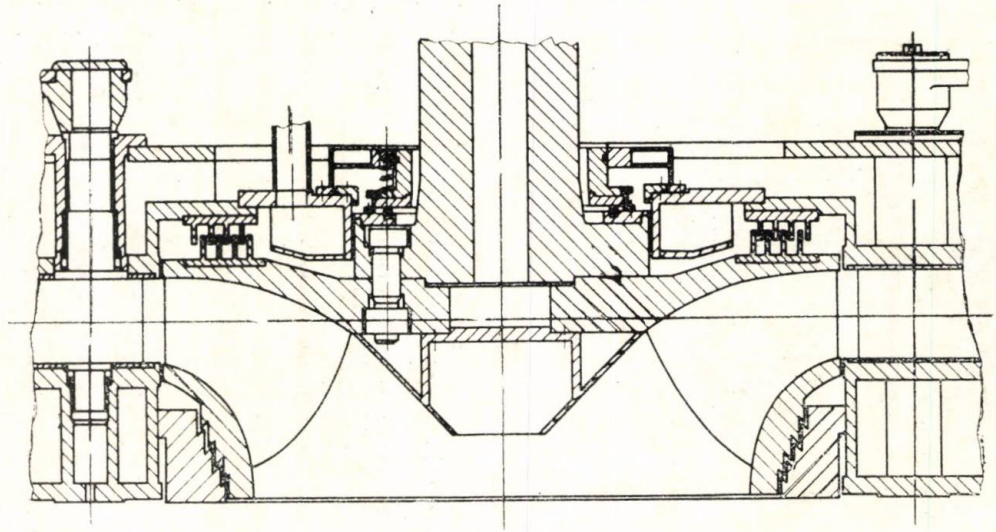


Fig. 2 Secţiune prin organele principale ale turbinei.

Fiind prima maşină de turaţie şi putere ridicată, proiectată şi executată în ţară, încă de la început s-a pus problema echilibrării dinamice a rotorului complet asamblat. Avînd însă în vedere dimensiunile geometrice şi greutatea mare, această echilibrare dinamică nu s-a putut face pe nici un stand din ţară, urmînd ca ea să fie operată la punerea în funcţiune. Echilibrarea primului generator a durat aproximativ două săptămîni, timp în care s-au făcut o serie întreagă de tatonări pentru găsirea unei metodici de echilibrare. Prima treaptă de turaţie la care s-a echilibrat generatorul a fost între 350—375 rot/min. După înscrierea în limite admisibile a vibraţiilor s-a ridicat turaţia la 460 rot/min unde s-a făcut o nouă echilibrare.

La 600 rot/min., sensibilitatea rotorului era atît de ridicată, încît, pentru înscrierea valorilor vibraţiilor sub 100μm (dubla amplitudine), s-a adăugat la rotor o greutate de (doar) 250 gr ; prin mutarea acestei greutăţi cu 60 mm în sensul de rotaţie, vibraţiile rotorului generatorului s-au înscris sub 50μm (dublă aplitudine) şi s-a considerat rotorul echilibrat.

În timpul echilibrării s-a pus în evidenţă necesitatea repartizării cît mai judicioase a polilor pe circumferinţa rotorului în funcţie de greutatea lor. Ca urmare a unei execuţii mai îngrijite şi datorită faptului că metodica de echilibrare a fost bine pusă la punct, generatoarele nr. 2 şi 3 din CHE Mărişelu au fost echilibrate în decurs de 2 zile fiecare, iar cele din CHE Gîlceag în decurs de doar cîteva ore.

La turaţia de 350 rot/min., au apărut primele scurgeri de ulei din baia de ulei a lagărului radial. Analizînd situaţia s-a constatat că distanţa între cilindrul de închidere al răcitorului de ulei al lagărului radial şi butucul lagărului radial este mare. În timpul rotirii, uleiul se ridică şi curge peste cilindru

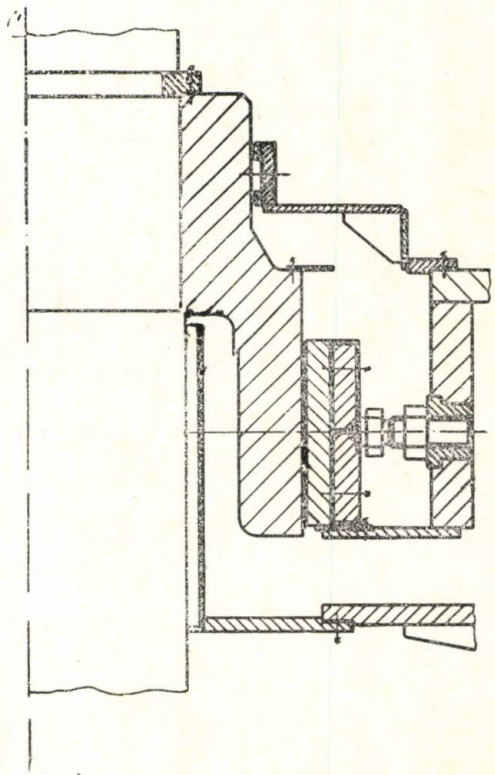


Fig. 3 Lagăr radial — varianta iniţială.

(fig. 3). Prin obturarea acestui spaţiu se împiedică această circulaţie de ulei, problema

fiind rezolvată. Obturarea s-a făcut cu ajutorul unui cilindru sudat de cilindrul de închidere al răcitorului de ulei (fig. 4.).

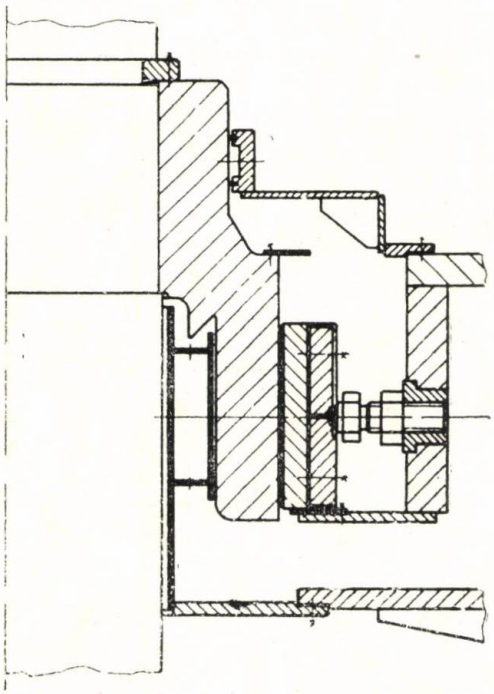


Fig. 4 Lagăr radial — varianta îmbunătățită.

La lagărul axial-radial această măsură a fost luată încă din timpul proiectării, dar nu a fost suficientă astfel că la 400—450 rot/min a început să curgă ulei și din vana lagărului axial-radial. Ca urmare s-au luat următoarele măsuri :

— introducerea unui cilindru deflector (poz. 1, fig. 5), care să diminueze centrifugarea masei de ulei în timpul rotirii agregatului ;
— executarea a 6—8 găuri radiale în butucul lagărului axial-radial, sub nivelul segmentului radial ;
— introducerea unui obturator suplimentar sub nivelul acestor găuri (poz. 2, fig. 5) ;
— introducerea unor plăci de liniștire a uleiului.

În urma aplicării soluțiilor de mai sus nu s-au mai constatat scurgeri de ulei din lagăre.

În timpul uscării — prin rotire — a generatorului, s-a semnalizat o punere la masă a rotorului. La oprirea agregatului s-a constatat străpungerea izolației a legăturilor rotor, executate cu cabluri flexibile. În timpul rotației, datorită forței centrifuge și datorită faptului că prinderea cablurilor pe coroana polară a fost făcută numai în două puncte, aceste cabluri au avut posibilitatea să se deplaseze ducînd în final la deteriorarea izolației. Soluția de înlăturare a punerii la masă rotor a fost întărirea izolației cablurilor și o mai bună fixare a lor.

În paralel, s-a analizat și schimbarea constructivă a soluției de la cabluri flexibile, la bare rigide din cupru, dar construcția acestui generator nu a permis introducerea sistemului nou de legături rotor, fără a afecta soluția de ansamblu a agregatului. Soluția constructivă nouă de legături rotor cu bare rigide a fost aplicată la toate hidrogeneratoarele aflate în faza de fabricație sau de proiectare.

Vaporii de ulei ce scapă din baia de ulei a lagărului axial împreună cu praful de cărbune ce rezultă din uzura periilor de contact, fiind antrenați de circuitu lde ventilație al excitatoarei s-au depus pe inelele și spațiile dintre inelele de contact. Ca urmare, în timpul unei decuplări de la rețea, datorită vîrfului de tensiune de aproximativ 1800 V ce apare pe bobinajul rotor, între cele două inele de contact s-a produs un scurtcircuit care a dus la distrugerea unei părți a izolației dintre inelele de contact. S-a observat că distanța de conturnare între buloanele de consolidare și inelele de contact este mică, izolarea fiind realizată pentru niște buloane M 16 cu rondele de textolit ∅ 30. Pentru mărirea acestei distanțe și deci pentru micșorarea posibilității de conturnare, s-au executat pe șantier plăci izolatoare cu dimensiuni majorate. După refacerea izolației și spălarea întregului ansamblu, s-a executat și o „aerisie" în capacul

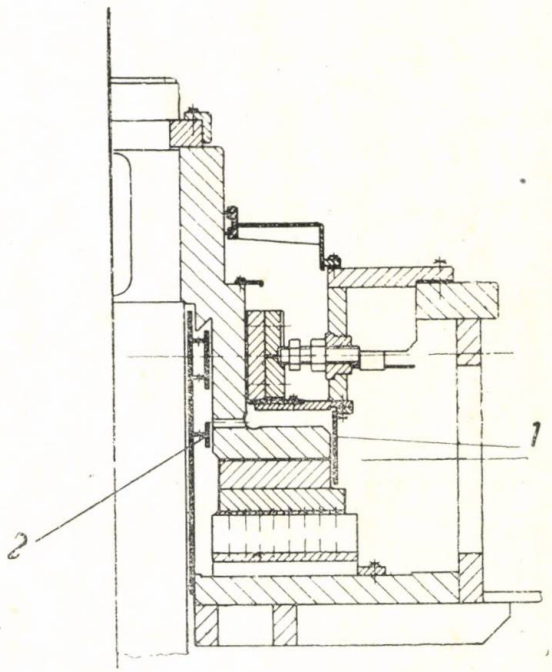


Fig. 5 Lagăr axial — radial.

lagărului axial-radial și, cu ajutorul unei țevi, vaporii de ulei au fost dirijați într-o zonă nepericuloasă. Între timp s-a trecut la sistemul de excitație cu diode rotative, astfel că ansamblul inele de contact a fost eliminat.

Succesele obținute în asimilarea hidroagregatelor de înaltă cădere se datoresc aportului original adus de toți factorii tehnici care au contribuit la această

realizare. Ele demonstrează nu numai capacitatea tehnică de creaţie indigenă, dar totodată importanţa pregătirii temeinice a oricărei probleme de noutate, a necesităţii colaborării strînse între toţi factorii cu înlăturarea oricărei bariere birocratice şi interpretarea corectă şi realistă din punct de vedere tehnico-economic a experienţei cîştigate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Opaschi M.:* Consideraţii privind hidrogeneratoarele verticale proiectate la I.C.P.E.H. Reşiţa în perioada 1960—1970. „Construcţia de maşini", XXIII, număr jubiliar, Bucureşti, 1971.

[2] *Opaschi M.:* Rezultatele obţinute în cadrul lucrărilor de cercetare şi experimentare privind concepţia hidrogeneratoarelor verticale sincrone realizate la I.C.P.E.H. Reşiţa în perioada 1960—1970. „Construcţia de maşini" XXIII, număr jubiliar, Bucureşti, 1971.

[3] *Illyeş, Fr., Velciov, M., Illyeş, L., Cucoş, T.:* Cu privire la soluţiile constructive ale hidrogeneratoarelor realizate şi tendinţe noi în proiectarea hidrogeneratoarelor la I.C.P.E.H. Reşiţa. Construcţia de maşini, XXIII, număr jubiliar, Bucureşti, 1971.

[4] *Lupşiasca, C., März, K., Bejan, O.:* Soluţii constructive ale turbinelor Francis proiectate de I.C.P.E.H. Reşiţa. Sesiunea I de Comunicări tehnico-ştiinţifice a I.C.P.E.H. Reşiţa 1974 (nepublicat).

[5] *Bitang, Al., Coste, Fl., Mateiaş, N.:* Fabricaţia de echipamente hidroenergetice în Republica Socialistă România. In „Construcţia de maşini", XXVII, nr. 7, Bucureşti, 1975.

[6] *Lupşiasca, C., Voia, I.:* Aspecte privind concepţia şi realizarea turbinelor hidraulice de tip Francis în Republica Socialistă România. In Construcţia de Maşini, XXVII, nr. 7, Bucureşti, 1975.

[7] *Mandl, K., Marton, Natalia, Avram, V., Voia, I.:* Cercetări privind starea de solicitare la subansamblurile turbinelor hidraulice şi instalaţiilor aferente acestora. In „Construcţia de Maşini", XXVII nr. 7, Bucureşti, 1975.

[8] *Vertan, Gh., Mihail, E.:* Metoda analitică de calcul al coturilor de aspiraţie cu secţiuni ovale pentru turbine hidraulice cu reacţiune. In Sesiunea III-a de Comunicări Tehnico-Ştiinţifice I.C.P.E.H. Reşiţa, 1977.

[9] *Mihail, D., Vertan, Gh., Lupşiasca, C.:* Metode de reducere a consumului de metal la camerele spirale sudate ale turbinelor Francis de mare cădere. In Sesiunea III-a de Comunicări Tehnico-Ştiinţifice I.C.P.E.H. Reşiţa, 1977.

[10] *Voia, I.:* Probleme şi tendinţe actuale în cercetarea turbinelor hidraulice. In „Metode moderne în concepţia şi realizarea hidroagregatelor" (Sesiunea IV. de Comunicări I.C.P.E.H.), Reşiţa, 1978.

[11] *Vertan, Gh., Lupşiasca, C., Vogel, W., Mihail, E.:* Contribuţii la calculul hidraulic al camerelor spirale de secţiuni circulare pentru turbine hidraulice cu reacţiune. In „Metode moderne în concepţia şi realizarea hidroagregatelor" (Sesiunea IV. de Comunicări I.C.P.E.H.) Reşiţa, 1978.

[12] *Voia, I., Vidraşcu, V.:* Analiza seriilor de rotoare tip Francis de mare cădere F 480 şi F 590 privind corelarea parametrilor caracteristici. In „Metode moderne în concepţia şi realizarea hidroagregatelor" (Sesiunea IV de Comunicări I.C.P.E.H.) Reşiţa, 1978.

[13] *Lupşiasca, C., Bejan, I., Purec, I.:* Comportarea etanşărilor cu grafit la turbinele hidraulice tip Francis. In „Metode moderne în concepţia şi realizarea hidroagregatelor" (Sesiunea IV de Comunicări I.C.P.E.H.) Reşiţa, 1978.

[14] *Luşiasca, C., Bejan, I., Herman, Gh.:* Calculul lagărelor hidrodinamice cu conducere, avînd cuzineţi metalici plini. In „Metode moderne în concepţia şi realizarea hidroagregatelor (Sesiuna IV de Comunicări I.C.P.E.H.) Reşiţa 1978.

[15] *März K., Florescu H., Pârvulescu, Maria:* Probleme de calcul şi dimensionare al statoarelor turbinelor Francis de înaltă cădere „Construcţia de maşini", nr. 9, 1980.

[16] *Vida, M. şi colectiv:* „Turnarea monobloc a rotorilor de turbine Francis'. Sesiunea de comunicări tehnico-ştiinţifice în cadrul festivalului naţional „Cîntarea României". Reşiţa, 1978, (nepublicat).

[17] * * *: Prospecte ale firmelor constructoare Charmilles, Nohab, Litostroj, Riva, etc.

CZ : 621.22

Probleme privind realizarea unor modele de maşini hidraulice reversibile pentru căderi înalte

Ing. Vladimir **VIDRAŞCU** — C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa

Prezentul articol îşi propune de a face cunoscute preocupările existente la C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa în domeniul realizării maşinilor hidraulice reversibile (pompe-turbine) de tip Francis, preocupările care se înscriu pe linia generală adoptată de toate ţările dezvoltate industrial şi a căror producţie de energie electrică se bazează, în cea mai mare parte, pe instalaţii termice sau nucleare.

Fără a intra în detalii privind rolul şi importanţa uzinelor hidraulice cu acumulare prin pompaj (UHEAP) şi particularităţile hidroagregatelor care le echipează, vom arăta că UHEAP prin stocarea energiei excedentare în timpul „golurilor" de sarcină, contribuie la acoperirea deficitului în timpul „vîrfurilor" şi astfel, la aplatizarea curbei de sarcină a centralelor de bază. Hidroagregatele reversi-

bile sînt agregate binare, compuse dintr-o mașină electrică motor-generator) și o mașină hidraulică (pompă-turbină), pentru schimbarea regimului lor de funcționare fiind necesară schimbarea sensului de rotație.

Cu toate că necesitatea amenajărilor cu UHEAP a fost întrevăzută de Prof. Dorin Pavel încă din anul 1933, primele cercetări în țara noastră asupra mașinilor hidraulice reversibile (MHR) au fost demarate după anul 1970, pe baza unor teme preliminare întocmite de ISPH București și a prespectivelor realizării unor astfel de amenajări, în funcție de dezvoltarea bazei energetice și a cerințelor sistemului.

Cercetările în vederea asimilării unor modele de MHR de tip Francis pentru căderi înalte au fost începute la C.C.S.I.T.E.H. Reșița în anul 1975, avîndu-se în vedere mașinile necesare echipării unor CHEAP cu $H \cong 350$ și $P \cong 150$ MW. Pe baza analizei, în limitele restrînse ale informațiilor deținute, a unor realizări similare din străinătate și aplicînd diferite metode de dimensionare prin calcul, s-au stabilit gabaritele mașinii industriale și caracteristicile energetice ale regimului optim (de calcul).

Modelul experimental, avînd dimensiunile principale arătate în figura 1, a fost prevăzut cu nouă variante de rotoare proiectate de unitățile colaboratoare la această cercetare și anume C.C.S.I.T.E.H. Reșița, Institutul Politehnic Timișoara și Insitutul Politehnic București. În această prezentare ne vom referi doar la cele patru variante care au fost selecționate în urma încercărilor energetice perliminare. Acestea au fost proiectate ca rotoare de pompă centrifugală radial-axială pentru $Q'_{lc} = (0{,}178 \div 0{,}195)$ m³/s și $n'_{lc} = (81{,}5 \div 87)$ rot/min, adică pentru rapiditățile $(n_q)_c = (35 \div 37{,}6)$ rot/min. Toate rotoarele au șapte pa-

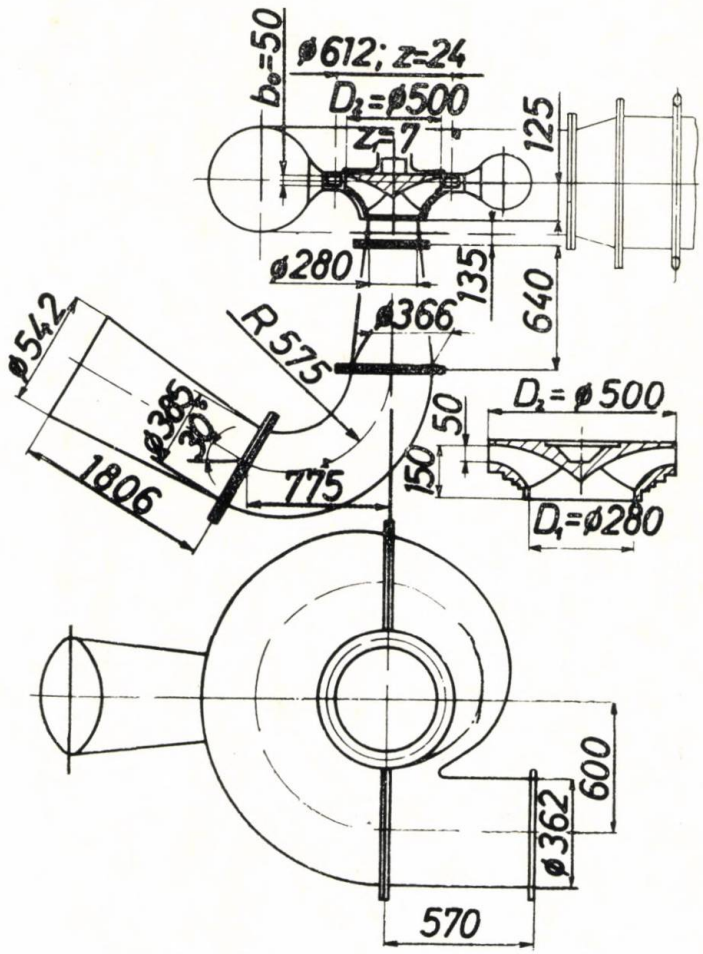


Fig. 1 Dimensiunile principale ale modelului de MHR încercat la C.C.S.I.T.E.H. Reșița.

lete, dar geometria acestora diferă sensibil, ca urmare a proiectării prin metode diferite, fără impunerea unor elemente constante pentru toate variantele.

Experimentările s-au efectuat în instalația standului ∅ 500 energo-cavitațional, în circuit închis, al laboratorului de mașini hidraulice din C.C.S.I.T.E.H. Reșița. Instalația, aparatura de măsură și metodologia uzuală de încercare și de prelucrare a măsurărilor, asigurînd o eroare de determinare a randamentelor $\varepsilon_\eta = \pm 0{,}003$ și o reproductibilitate a măsurărilor de $\pm 0{,}1\,\%$.

Încercările în regim de turbinare și toate probele de cavitație s-au efectuat la căderea $H = 25$ m, iar regimul de pompare s-a studiat și de turbinare au fost reprezentate în caracteristici complete în trei cadrane (fig. 2). Verificări de cavitație s-au făcut, pentru regimurile de pompare și de turbinare, numai în domeniul previzibil de exploatare.

În plus, față de volumul obișnuit de probe, pentru aceste modele de mașini reversibile s-au făcut și încercări în vederea determinării pulsațiilor de presiune în aspirator și în camera spirală. În acest scop, s-au folosit trei traductoare de presiune electrorezistive, de producție proprie, etalonate pe baza unui

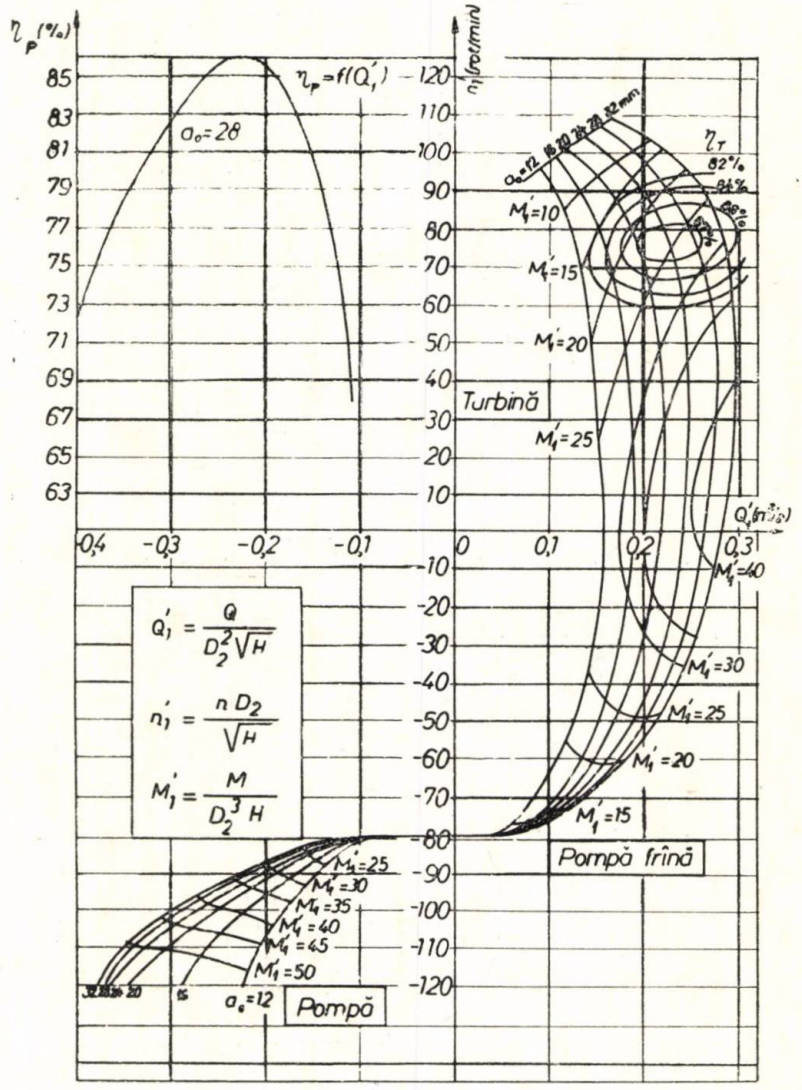


Fig. 2 Caracteristica completă în trei cadrane.

la sarcina $H_p = 16$ m. Se vede că pentru acest ultim regim a fost îndeplinită condiția impusă de codul CEI (1969) :

$$R_e = D_1\sqrt{2gH_p}/\nu \cong 5 \cdot 10^6 > 4 \cdot 10^6$$

Comportarea energetică în regimurile de pompare, de disipare a energiei (pompă-frînă) traductor etalon de fabricație Hottinger tip Pl/10/5. Amplitudinile și frecvențele s-au determinat pe oscilograme. Pentru exemplificare prezentăm oscilațiile de presiune în aspirator în regim de turbinare (fig. 3).

Pentru eventualitatea unor condiții de a exploata mașina ca turbină numai în domeniul încărcărilor cu randamente bune și în

vederea necesității de a preveni regimurile cu solicitări dinamice deosebite ale paletelor directoare, s-a procedat și la încercarea completă a unui rotor într-un model în care, în locul aparatului director cu 24 palete, s-a introdus un organ obturator cilindric. Deși acest dispozitiv de închidere, (nu de reglare a debitului) poate funcționa corect doar la deschidere completă, încercările s-au efectuat pentru cinci grade de deschidere pe verticală a obturatorului.

Rezultatele unui asemenea volum de încercări pe modele nu pot fi expuse integral într-un articol. Ne vom limita, deci, la a prezenta valorile principalelor caracteristici ale regimului optim (0) din p.d.v. al randamentelor, compararea lor cu valorile adoptate în calculul rotoarelor (c) și compararea regimurilor optime de pompare (p) și de turbinare (T).

a) *Comportarea energetică* este reflectată prin :

— debitele unitare : $Q'_{lop} = 0{,}24 \ldots 0{,}27$; $Q'_{loT} = 0{,}22 \ldots 0{,}23$

— turațiile unitare : $n'_{lop} = 92 \ldots 94$; $n'_{loT} = 77 \ldots 79$

— randamentele : $\eta_{op} = 0{,}85$; $\eta_{oT} = 0{,}88$

Deplasarea punctului optim față de poziția lui de calcul :

$$Q'_{lop}/Q'_{lcp} = 1{,}33 \ldots 1{,}38 \text{ și } n'_{lop}/n'_{lcp} = 1{,}08$$

Aceste deplasări sînt neașteptat de mari (rapiditatea a crescut cu circa 26%) și atrag după ele creșterea puterii necesare regimului de pompare pentru același dimensiuni ale mașinii.

Compararea celor două regimuri de funcționare arată :

$$Q'_{lop}/Q'_{loT} \cong 1{,}15 ; \quad n'_{lop}/n'_{loT} \cong 1{,}19 ;$$

$$\eta_{op}/\eta_{oT} \cong 0{,}96$$

Raportul subunitar al randamentelor este un rezultat neașteptat ținînd seama de faptul că mașinile au fost calculate ca pompe și că pentru regimul optim de pompare, deschiderea paletelor directoare este bine corelată cu direcția calculată a vitezei la ieșirea din rotor și cu orientarea coloanelor statorice ($\alpha_3 \cong 21°$, $\alpha_4 \cong 22°$; $\alpha_5 = 36°$; $\alpha_6 = 34°$).

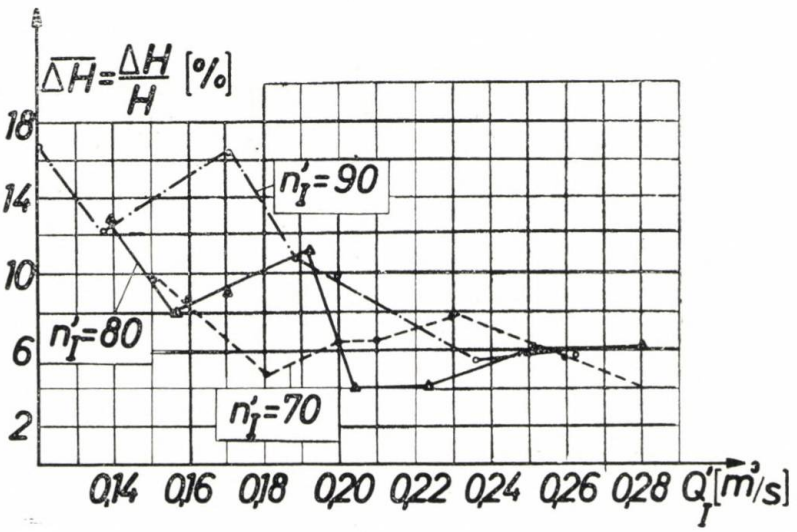


Fig. 3 Oscilațiile de presiune în aspirator în regim de turbinare.

Raportul supraunitar al debitelor confirmă necesitatea unei puteri mărite în regimul de pompare, iar raportul prea mare al turațiilor optime (valoarea normală circa 1,05) deplasează domeniul de exploatare ca turbină spre randamente mai slabe (punctul optim η_{oT} nu poate fi niciodată cuprins în domeniul de exploatare).

b) *Coeficienții de cavitație* la încărcările nominale sînt $\sigma_p = 0{,}12 \ldots 0{,}15$ și $\sigma_T = 0{,}11 \ldots 0{,}13$.

În condițiile UHEAP considerate, aceștia impun asigurarea contrapresiunilor $H_{sp} = (-36 \ldots -41{,}6)$ m și $H_{ST} = (-31 \ldots -38)$ m, valori care se încadrează bine în aprecierea limitei statistice $H_s \cong -0{,}1\ H_p$ și care au fost preliminate prin calcule aproximative.

c) *Oscilațiile de presiune* au pus în evidență clar :

— frecvența turbionului central : $f_t = (4 \div 5)$ s^{-1}

— frecvența turației rotorului : $f_n = (11{,}6 \div 15)$ s^{-1}

— frecvența paletajului rotoric : $f_z = (81 \div 105) s^{-1}$

pe lîngă care au apărut și multe valori cuprinse între (20 . . . 70) s^{-1} avînd alte surse de nestabilitate a presiunii.

În regim de turbină, amplitudinile maxime $\Delta\overline{H} = 16—24\%$ au apărut în conducta camerei spirale, iar în aspirator au lipsit frecvențele f_z, aspecte încă neelucidate. În aspirator nu sau depășit $\Delta\overline{H} = 16\%$ la încărcări mici și $\Delta\overline{H} = 4—8\%$ la încărcările uzuale, valori care pot fi apreciate ca normale.

Pentru regimul de pompare, frecvențele f_z s-au evidențiat în camere spirală, iar în aspirator au apărut doar $f = (20 . . . 70)$ s^{-1}. În aspirator s-au înregistrat amplitudini mari ($\Delta H = 2—24\%$) la $Q'_{lp} < 0{,}2$ m^3/s și valori mici ($\Delta\overline{H} = 3\%$) pentru $Q'_{lp} < 0{,}22$ m^3/s. În camera spirală amplitudinile sînt, în general, mari ($\Delta\overline{H} > 12\%$).

d) *Dispozitivul cilindric de obturare*, introdus în locul paletelor directoare, s-a dovedit a fi un adevărat distrugător de energie la deschideri parțiale. Toate maximele de randament se plasează la $Q'_{lT} = 0{,}305$ m^3/s, iar $\eta_{max} = 0{,}84$.

Acest regim de turbinare este identic cu cel dat de aparatul director deschis la $a_0 = 37$ mm ($\alpha \cong 33°$) și corespunde curentului format la intrarea în rotor de camera spirală și de stator ($\alpha_{st} = 33{,}5°$).

Astfel se explică și scăderea randamentului față de $\eta_{oT} = 0{,}88$ la $a_0 = 24$ mm ($\alpha = 18°$) și $Q'_{loT} = 0{,}23$ m^3/s.

Într-un mod asemănător, se prezintă lucrurile și în cazul pompării. Se păstrează valorile coeficienților de cavitație și, în mai mică măsură, cele ale oscilațiilor presiunii.

Concluzii

Rezultatele acestor prime cercetări în direcția asimilării mașinilor hidraulice reversibile pentru căderi înalte pot fi apreciate ca normale și promițătoare, în sensul că există posibilități reale de îmbunătățire a acestora.

Se impune, în primul rînd, inițierea unor cercetări particularizate avînd ca obiectv îmbunătățirea caracteristicilor regimului de pompare în sensul ridicării randamentului optim cu circa 3 . . . 4% și al reducerii debitelor pompate și a puterilor necesare în acest regim. Această acțiune presupune asimilarea unei metode de proiectare a pompelor care să permită obținerea, cu mai multă siguranță, a caracteristicilor de calcul și cercetarea pe modele a structurii curentului în zona rotorului. Ridicarea randamentului este condiționată și de îmbunătățirea corelării geometriei părților fixe cu direcția curentului dat de rotor, rezultat care se poate obține, tot pe cale experimentală, prin cercetarea subansamblurilor și prin perfecționarea metodelor de proiectare.

Avînd în vedere condițiile deosebit de grele în care lucrează aparatul director al unei MHR, mai ales în timpul regimurilor tranzitorii, trebuie întreprinse cercetări speciale asupra forțelor și momentelor hidraulice, cu caracter dinamic, care solicită paletele directoare. Aceste cercetări speciale și aprofundarea cercetărilor asupra oscilațiilor presiunii în organele MHR sînt absolut necesare în vederea realizării unor agregate cu o fiabilitate corespunzătoare din p.d.v. al rezistenței mecanice și al reglajului.

Deoarece în ultimii ani studiul posibilităților de realizare a amenajărilor cu UHEAP s-a extins considerabil și s-a completat cu foarte multe amplasamente noi avînd căderile distribuite, practic, în întreg domeniul utilizabil al acestora, planul de cercetare al C.C.S.I.T.E.H. Reșița prevede continuarea lucrărilor pentru asimilarea unor modele hidraulice cu bune performanțe pentru MHR destinate căderilor înalte și foarte înalte și începerea unor cercetări asupra mașinilor pentru căderi medii.

Ținînd seama de posibilitatea ivirii necesității de a extinde cercetările asupra MHR într-un domeniu mai larg de căderi, pentru mai buna orientare și programare a acestor cercetări, la C.C.S.I.T.E.H. Reșița s-a elaborat o împărțire a întregului interval de căderi în domenii mai restrînse, care să poată fi acoperite de un singur model hidraulic de MHR, conform tabelului 1

Împărțirea domeniului de căderi pe tipuri de MHR

Tabelul 1

Tipul MHR	n_q (rot/min.)	H_{min} (m)	H_{max} (m)
Deriaz reversibil (RD)	60	60	125
Francis reversibil (RF)	45	100	210
	35	180	380
	25	350	730

La baza acestei împărțiri stau, ca model, nomenclaturile cunoscute de turbine hidraulice și formulele statistice pentru rapiditate $n_q = f(H)$ întîlnite în lucrările de specialitate.

Propunerea C.C.S.I.T.E.H. nu se referă la mașini RD pentru $H = (10—60)$ m și la mașini RF pentru $H = (40 \div 100)$ m și atribuie fiecărui model un domeniu de căderi ceva mai largi. Rezultatele următoarelor cercetări vor permite și îmbunătățirea acestei propuneri de întocmire a unei nomenclaturi minimale de MHR radial-axiale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anton, I.:* Contribution à l'étude des machines hydrauliques radiales réversibles, in „Buletin științific și tehnic al I.P.T., Seria Mecanică, Tom. 18 (32) fasc. 2/1973.

[2] *Robuk, N.N. ș.a.:* Issledovanie nestaționarnîh iavlenii na modeli obratimoi ghidromașinî Kievskoi gaes, în Ghidrotehniceskoe stroitelstvo, 1974, 3, 4. III. 1974.

[3] *Arşenevskii, N.N.:* Obratimîe ghidromaşinî ghidroakkumularuiuşcih elektrostanţii, Moscova, 1977.
[4] *Bondarenko, A.V ş.a.:* Experimentalnoe issledovanie pulsaţii davlenii v radialno-osevoi modelnoi ghidroturbine, în Ghidravliceskie maşinî, Harkov, 1976, 10,6. V. 1976.
[5] *Zavialov, P.S.* Nekotorîe rezultatî opitnovo issledovania pulsaţii davlenii v vîsokonapornîh radialno-osevîh ghidroturbinah RO 500, în Ghidravliceskie maşinî, Harkov 1976, 10, 6. V. 1976.
[6] *Grianko, L.P. ş.a.:* Lopastnîe nasosî, Leningrad, 1975, pag. 116—146.
[7] *Vuskovic, I.:* Poginske karakteristike reverzibilnih pumpnih turbina Francisovog tipa, Zajednika jugoslavenske elektroprivrede, Beograd, 1970.
[8] Vuskovic, I.: Reverzibilne pumpne turbine Francisovog tipa, Slatina Radenci, 1968.
[9] *Malîşev, V.M. ş.a.:* Modelnîe issledovania ghidroturbin, Leningrad, 1971.

CZ : 621.24

Determinarea coeficienţilor de cavitaţie la turbinele hidraulice

Dr. ing. Iacob I. **VOIA** — Centrul de cercetare ştiinţifică şi inginerie tehnologică pentru echipamente hidroenergetice — Reşiţa

Introducere

Prin generalizarea metodei de analiză a parametrilor energetici şi cinematici utilizată la turbinele axiale [1], în lucrarea [2] s-au prezentat relaţii care permit determinarea şi studiul corelat al acestor elemente pentru întreg domeniul turbinelor cu reacţiune.

În prezenta lucrare se extinde acest studiu şi asupra caracteristicilor cavitaţionale.

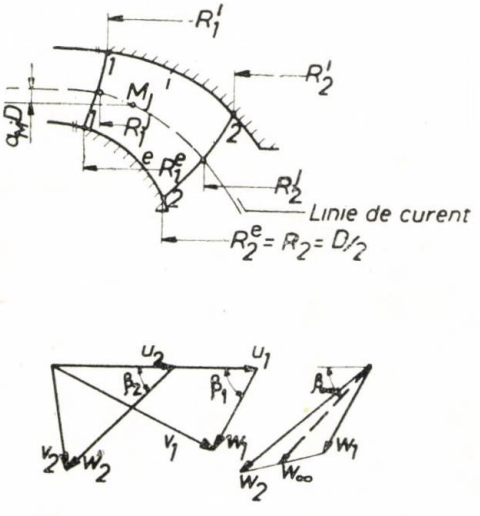


Fig. 1 Profilul meridian al rotorului şi triunghiurile de viteze.

Similar lucrării [2] şi pe baza notaţiilor din figura 1 se vor utiliza următorii coeficienţi şi notaţii:

$$K_u = \frac{u_2}{\sqrt{2gH}}; \quad \delta_{uj} = \frac{R_1^j V_{u_1}^j - R_2^j V_{u_2}^j}{R_2^j V_{m_2}^j};$$

$$K_j = \frac{R_2^j V_{u_2}^j}{R_1^j V_{u_1}^j - R_2^j V_{u_2}^j} \tag{1}$$

$$\delta_j = \frac{R_2^j}{R_2}; \quad r_j = \frac{R_1^j}{R_2^j}; \quad m_j = \frac{V_{m_1}^j}{V_{m_2}^j}; \quad \lambda = \frac{V_{m_2}}{V_{ms}}$$

Pentru definirea tipului de turbină, se utilizează parametrul de similitudine, turaţia specifică n_s şi respectiv forma sa adimensională introdusă de G.F. Proskura, astfel:

$$n_s = 3{,}65 n_{11} \sqrt{Q_{11}\eta_h}; \tag{2}$$

$$n_s^* = n_s/(2g)^{3/4} \cdot \gamma^{1/2} \cong n_s/295$$

Sintetizînd, obiectul lucrării îl constituie stabilirea dependenţei coeficienţilor de cavitaţie funcţie de parametrii principali K_u şi δ_u, influenţa restului parametrilor şi analiza teoretică a variaţiei acestor coeficienţi cu turaţia specifică.

Coeficienţii de cavitaţie ai turbinei

Pentru o linie de curent oarecare j (fig. 1), coeficientul de cavitaţie conform [3] are expresia:

$$\sigma_T^j = K_{p\,\max}^j \frac{W_{2j}^2}{2gH} + \eta_{ta} \frac{V_{2j}^2}{2gH} - \tag{3}$$

$$- K_{uM} \cdot \frac{U_{2j}^2}{2gH} - \frac{a_M \cdot D}{H}$$

unde s-au notat coeficienţii:

$$K_{p\max}^j = \left(\frac{W_M}{W_2}\right)_j^2 - 1; \quad K_{uM} = \left(\frac{u_M}{u_2}\right)_j^2 - 1 \tag{4}$$

În relația (3) și figura 1 punctul M este punctul de presiune minimă (viteză maximă) pentru linia de curent respectivă, iar η_{ta} este randamentul de recuperare a energiei cinetice de către aspirator.

Ținînd cont de relațiile pentru W_{2j} și V_{2j} deduse în lucrarea [2], relația (3) se poate scrie:

$$\sigma_T^j = \left(\frac{\eta_h}{2K_u}\right)^2 \frac{1}{\delta_{ue}^2}\left\{K_{p\,\max}^j\left[1+\delta_{uj}^2\cdot\right.\right.$$

$$\left.\left.\cdot\left(\frac{\delta_j^2}{\frac{\eta_h}{2K_u^2}} - K_j\right)^2\right] + \eta_{ta}(1+\delta_{uj}^2 K_j^2)\right\} -$$

$$- K_{uM}K_u^2\delta_j^2 - \frac{a_M D}{H} \qquad (5)$$

Relația (5) dă expresia generală a coeficientului de cavitație al turbinei, în funcție de parametrii hidrodinamici și constructivi ai rotorului. Cu ajutorul ei se poate efectua o analiză a dependențelor de bază pentru acești coeficienți.

Vom preciza că pentru turbinele Kaplan verticale și Francis de joasă și medie cădere, se admite $K_{uM}=0$, și $a_M\ D/H=0$, [1], [3]. La turbinele Francis de foarte mare cădere ($H=$ =300—600m), unde și valorile σ_T sînt foarte mici (σ_T =0,02—0,04), trebuie ținut cont și de valorile K_{uM} și a_M.

În continuare, obiectivul fiind o analiză globală, se vor neglija acești termeni pentru tot domeniul de turații specifice.

Valorile parametrilor K_u, δ_{uj}, δ_j, K_j.

O primă etapă în efectuarea studiului propus este stabilirea variației cu turație specifică a parametrilor K_u, δ_{uj}, δ_j și K_j.

Dependența $K_u = K_u(n_s)$ se adoptă conform lucrării [2], utilizînd aproximativ printr-un polinom de gradul doi pe întreg domeniul de turații specifice.

Analiza coeficienților de cavitație se va face pentru două linii de curent reprezentative și anume pentru periferia rotorului (e) unde $\delta_j=\delta_e=1$ și respectiv linia de curent cea mai apropiată de axă (i) ,de la butuc sau coloana interioară. Valorile $\delta_i=\delta_i(n_s)$ au fost adoptate pe baza prelucrării unor date statistice [1] și a valorilor pentru rotorii din nomenclatura sovietică [4], [6].

Pentru coeficientul de deviație a curentului de către rețeaua rotorului δ_{uj}, adoptînd $\lambda=1{,}2$ pe baza relațiilor din [2], rezultă $\delta_{ue}=\delta_{ue}(n_s^*)$ și respectiv $\delta_{ui}=\delta_{ue}/\delta_i$.

Torsionarea curentului la ieșire, avînd în vedere că tot calculul se face pentru regimul optim, s-a adoptat nulă $K_i=0$.

Variația acestor parametrii cu turația specifică este prezentată în figura 2.

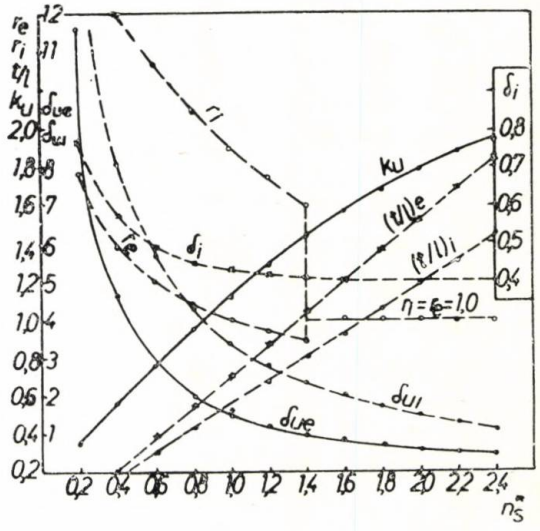


Fig. 2 Parametrii admiși în studiu.

Dependența $K_{p\max}^j = K_{p\max}^j(n_s^*)$

Pentru determinarea coeficientului de viteză maximă la scurgerea prin rețeaua de profil a rotorului nu există, pînă în prezent, o metodă de calcul suficient de exactă. Din acest motiv în continuare se va apela la relația empirică dedusă de I.E. Etinberg [5] pentru rețelele drepte ale mașinilor axiale, relație pe care o extindem pentru întreg domeniul de turații specifice, deci și la rețelele pe suprafețe axial-simetrice. Relația de calcul are expresia:

$$K_{p\max}^j = \frac{1}{4}(C_{ar}l/t)_j(t/l)_j^2 + \frac{\bar{d}_j - 0{,}03}{(t/l)_j} \qquad (6)$$

Pentru aplicarea efectivă a relației (6) valorile $(C_{ar}l/t)_j$ se calculează conform lucrării [2], utilizînd valorile parametrilor K_u, δ_{uj}, δ_j din figura 2, respectiv mărimile r_i, r_e din aceeași figură.

Dependențele $(C_{ar}l/t)_{e,i} = f(n_s^*)$ sînt date în figura 3, de unde rezultă diferențe sensibile între rețelele de la butuc și periferie, cele de la butuc fiind mai încărcate.

Pentru grosimea maximă a profilelor $\bar{d}_j = d_j/l_j$, unde d_j este grosimea profilului în secțiunea respectivă, iar l_j coarda sa, s-au adoptat următoarele valori :

— pentru linia de curent de la periferie $\bar{d}_e = 0{,}03$ pentru $n_s^* = (0{,}2—0{,}8)$ și $\bar{d}_e = 0{,}04$ pentru restul domeniului ;

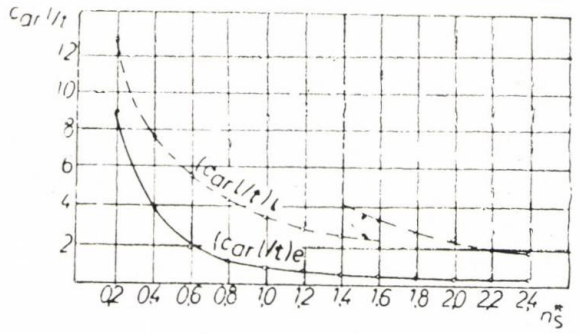


Fig. 3 Dependențele $(C_{ar}l/t) = f(n_s^*)$.

— pentru linia de curent interioară, a variației liniară cu n_s^* între 0,03 și 0,12 :

Prin prelucrarea unor date statistice din [1] și respectiv a nomenclaturii sovietice de modele [4] pentru pașii relativ $(t/l)_{e,i}$ s-au adoptat dependențele conform curbelor din figura 2.

Valorile $K_{p\,\max}$ funcție de turația specifică se prezintă în figura 4, din care se observă valorile sensibil mai mari pentru linia de la butuc.

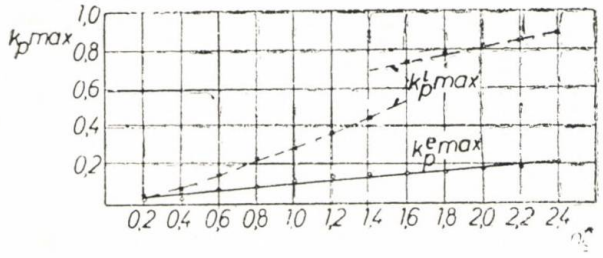


Fig. 4 Valorile $K_{p_{\max}} = f(n_s^*)$

Dependența coeficienților de cavitație cu turația specifică

Aplicînd relația (5) se pot calcula coeficienții de cavitație pentru cele două linii de curent *i* și *e*. Rezultatele pentru un astfel de calcul sînt date în figura 5. Aici s-a admis $\eta_{ta} = 0{,}8$.

În figura 5 s-au mai fixat și valorile corespunzătoare a 8 rotori din nomenclatura sovietică [6], cu valori $\sigma_T = f(n_s^*)$, care corespund punctului optim al caracteristicii universale. Din analiza acestei figuri rezultă următoarele :

— valorile calculate cu relațiile (5), (6) și pe baza parametrilor din figura 2 corespund suficient de bine cu cele efective ale unor rotori încercați în laborator ;

— în prima jumătate a domeniului turațiilor specifice (domeniul turbinelor Francis), cei mai mari coeficienți corespund periferiei rotorului $\sigma_e > \sigma_i$, în timp ce în a doua jumătate linia de la butuc este mai favorabilă apariției cavitației. Aceste concluzii sînt confirmate de uzurile cavitaționale observate la diferite tipuri de turbine din exploatare ;

— vitezele relative mari de la periferia rotorului $W_{2e} > W_{2i}$, se observă că anulează diferențele sensibile între coeficienții $K_{p_{\max}i} > K_{p_{\max}e}$ așa că numai analiza globală pe baza

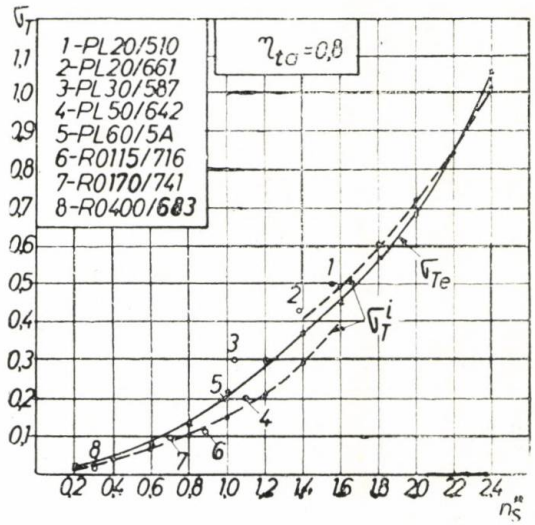


Fig. 5 Coeficienții de cavitație funcție de turația specifică.

relației (5) poate da imaginea reală asupra zonelor sensibile d.p.d.v. al apariției cavitației ;

— în zona turațiilor specifice $n_s^* = 1{,}2—1{,}6$, în care se pot utiliza atît tipurile Francis, cît și Kaplan, se observă că primele au coeficienți mai mici. La aceleași căderi, turbinele Kaplan avînd diametrul butucului mult mai mare au și coeficienții de cavitație mai mari.

Concluzii

În completarea relațiilor pentru viteze, unghiuri și caracteristicile rețelei rotorice prezentate în lucrarea [2], relația (5) din prezenta lucrare permite și analiza coeficienților de cavitație în funcție de parametrii hidrodinamici (K_u, δ_u, K_j) respectiv influența profilului meridian și a poziției muchiilor de intrare-ieșire δ_j, r_j, m_j, λ.

Cu ajutorul relației (5) se poate analiza, de asemenea, influența randamentului de recuperare a aspiratorului η_{ta}, a pasului relativ și a grosimii profilelor.

Datele prezentate în lucrare, comparate cu valori efectiv măsurate, confirmă relația.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anton, I.:* Turbine hidraulice, Ed. Facla, Timişoara, 1979.

[2] *Voia, I.:* Determinarea parametrilor energetici, cinematici şi unghiulari pentru turbinele hidraulice cu reacţiune. In „Construcţia de maşini", nr. 3—1980.

[3] *Anton, I.:* Curbe caracteristice de cavitaţie la maşinile hidraulice. Comunicările Conferinţei de maşini hidraulice Timişoara, septembrie, 1964.

[4] *Gulovskii, E.V., Kolton A. Iu.:* Teoria şi calculul hidrodinamic al turbinelor hidraulice (l. rusă). Ed. Maşinostroenie, Leningrad 1974.

[5] *Etinberg, I.E.:* Teoria şi calculul părţii de scurgere a turbinelor hidraulice cu palete reglabile (l. rusă) Ed. Maşinostroenie. Moscova-Leningrad, 1965.

[6] * * *: Îndrumătorul constructorului de turbine hidraulice (l. rusă). Sub redacţia N.N. Kovalev. Ed. Maşinistroenie, Leningrad, 1971.

CZ : 621.22

Încercări experimentale pe modele de turbine axiale cu traseul hidraulic în formă de „S"

Dr. ing. Constantin Viorel **CÂMPIAN**, ing. Rudolf **MAYER** — C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa

Introducere

Amenajarea în întregime a potenţialului hidroenergetic al ţării noastre impune, prin varietatea sa, utilizarea tuturor tipurilor de maşini hidraulice cunoscute. Dintre acestea, turbina axială cu traseul hidraulic în formă de „S" destinată rîurilor de căderi şi debite mici, constituie o noutate pentru hidroenergetica din ţara noastră. În general, pe plan mondial, numărul hidroagregatelor de acest fel este mic, iar firmele care au realizări în acest domeniu sînt puţine la număr (Allis-Chalmers) în S.U.A. şi Escher Wyss în Elveţia).

Puterile realizate pe unitate sînt între 100Kw—10 MW [1], [2]. Această maşină hidraulică axială poate funcţiona şi în regim de maşină reversibilă, aşa cum este cea de la Busko Blato construită de Escher Wyss [3].

Folosirea turbinei axiale cu traseul hidraulic în formă de „S" este justificată şi din considerente tehnico-economice. În tabelul 1, prezentăm, după [1], o sugestivă com-

Caracteristici tehnico-economice

Tabelul 1

Caracteristici		Tipul turbinei		
		Kaplan	bulb	„S"
Putere	[MW]	45	47	45
Cădere	[m]	5,5	5,5	5,5
Numărul agregatelor		5	4	5
Diametrul rotorului	[m]	6,1	6,5	6,1
Turaţia	[rot/min]	63	72	63
Investiţia [milioane dolari]	totală	15,52	13,05	9,85
	constr. centralei	5,33	3,585	2,909
	turbina şi generatorul	6,6	6,11	4,2
	alte utilaje	0,49	0,742	0,768
	proiecte de execuţie şi neprevăzute	3,1	2,613	1,973
Investiţia specifică	[$/KW]	345	278	218

paraţie între turbinele axiale Kaplan, bulb şi „S" din punct de vedere al cheltuielilor înregistrate la realizarea unei centrale hidroelectrice.

În continuare, se prezintă numai încercările energetice efectuate pe patru modele de turbine axiale cu traseul hidraulic în forma „S".

Rezultate experimentale

Traseul hidraulic al modelelor de turbine de axiale în „S" supuse experimentărilor, se prezintă în figura 1. Traseul hidraulic se defineşte ca fiind compus din toate părţile componente ale maşinii hidraulice, în contact cu

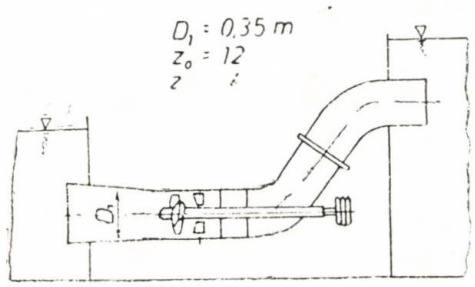


Fig. 1 Traseul hidraulic

apa, în afară de paletele rotorului. În baza acestei convenţii, modelul supus cercetărilor este format din traseul hidraulic şi paletele rotorului.

Modelele experimentate ale căror rezultate se vor arăta în cele ce urmează, s-au obţinut prin introducerea, în traseul dat, a trei variante de rotoare şi aparate directoare cuplate aşa cum se prezintă în tabelul 2.

Componenţa modelelor

Tabelul 2

Modelul	Traseul	Rotorul	Aparatul director
EOS-1	fig. 1	KT-10	A-1
EOS-2	fig. 1	KT- 5	A-1
EOS-3	fig. 1	KT-7,9	A-3
EOS-4	fig. 1	KT- 5	A-2

În ceea ce priveşte concepţia modelelor, elemenţele care prezintă importanţa maximă sînt rotoarele şi aparatele directoare. Pentru analiza şi interpretarea rezutlatelor, prezentăm sumar variantele de rotoare şi aparate directoare, în ordinea arătată în tabelul 2.

Rotorul KT-10 este un rotor de turbină bulb existent în nomenclatura C.C.S.I.T.E.H. Reşiţa şi destinat căderilor $H>10$ m. Numărul de palete este 4.

Rotorul KT—5 s-a proiectat, după metoda dezvoltată în [4], pentru următorii parametri :

$H=5{,}06$ m ; $\quad \nu_{cil}=\dfrac{d_{cil}}{D}=0{,}3$;

$Q=186{,}25$ m^3/s ;

$n=75$ rot/min ; $\quad \nu_{sf}=\dfrac{d_{sf}}{D}=0{,}35$;

$D=6{,}0$ m ; $\quad Z=4$;

$n_{11}=180$ rot/min ;

$Q_{11}=2{,}0$ m^3/s.

unde :

d_{cil} este diametrul porţiunii cilindrice a butucului ;
d_{sf} este diametrul porţiunii sferice ;
Z este numărul de palete.

Rotorul KT—7,9 s-a dimensionat, tot după metoda prezentată în [4], în ipoteza intrării axiale, pentru următorii parametrii :

$H=7{,}9$ m ; $\quad \nu_{cil}=\ =0{,}3$;

$Q=18{,}4$ m^3/s ; $\quad \nu_{sf}=\ =0{,}35$;

$n=375$ rot/min ; $\quad Z=4$;

$D=1{,}10$ m ;

$n_{11}=139{,}701$ rot/min ;

$Q_{11}=1{,}353$ m^3/s.

Aparatele directoare sînt de tipul axial, cu axele de rotaţie ale paletelor cuprinse într-un plan perpendicular pe axa turbinei. S-au dimensionat după o metodă originală, rezultată din particularizarea metodei de dimensionare a aparatelor directoare conice pentru turbine bulb, ale cărei principii sînt date în [4]. Particularizarea constă în înlocuirea intersecţiilor conice prin aparatul director, cu intersecţii cilindrice, pentu obţinerea secţiunilor de calcul. Intersecţiile cilindrice desfăşurate pun în evidenţă reţele de profile plane rectilinii, care se dimensionează după [4].

Elementele asimptotice s-au determinat în strînsă legătură cu următoarele ipoteze :

— intrarea în aparatul director este axială ;
— în aparatul director mişcarea absolută este potenţială ;
— între aparatul director şi rotor nu se generează circulaţie ;

Aparatele directoare folosite la experimentări sînt următoarele :

A — 1 este aparatul director conceput pentru rotorul KT—10. Numărul de palete este $Z_1=12$, desimea reţelelor de profile s-a păstrat constantă în lungul paletei $\dfrac{1}{t}=1{,}1$ şi de asemenea, unghiul de instalare al profilelor, în lungul paletei, s-a impus constant.

În legătură cu acest unghi facem aprecierea că paleta aparatului director de turbine bulb și „S" rezultă din condiții hidrodinamice, cu profilele secțiunilor de calcul instalate la unghiurile diferite. Din motive privind închiderea aparatului director, se renunță la această condiție realizîndu-se palete netorsionate. Dacă la turbinele bulb condiția închiderii aparatului director este impusă cu strictețe, la turbinele în „S", care în general transformă aparatul director în stator, se poate renunța la această condiție.

A—2 este aparatul director corespunzător rotorului KT—5. Paleta respectă condițiile hidrodinamice în totalitate rezultînd torsionată Are $Z_0=12$ și $\frac{1}{t}=1{,}2$.

A—3 este aparatul director cuplat cu rotorul cu intrarea axială KT—7,9. El s-a obținut din aparatul director A—2, considerînd rețelele din secțiunile de calcul grătare formate din profile simetrice.

Odată precizate aceste elemente, se poate trece la experimentări și rezultatele obținute.

Modelele arătate în tabelul 2 s-au explorat energetic în standul în circuit deschis existent în laboratorul C.C.S.I.T.E.H. Reșița [5]. Rezultatele experimentale se prezintă sub forma diagramelor energetice în figurile 2—5. Randamentele sînt date sub formă adimensională, prin raportare la randamentul maxim. Din punct de vedere al competitivității, aceste rezultate sînt comparabile cu cele realizate pe plan mondial [6].

Regimurile optime s-au realizat la parametrii din tabelul 3.

O primă analiză se poate iniția pornind de la parametrii regimurilor optime propuse în proiectare și realizate experimental (tabel 3).

Astfel, rotorul KT—7,9, împreună cu aparatul director A—3, a realizat experimental, în regimul optim, debitul unitar propus și o

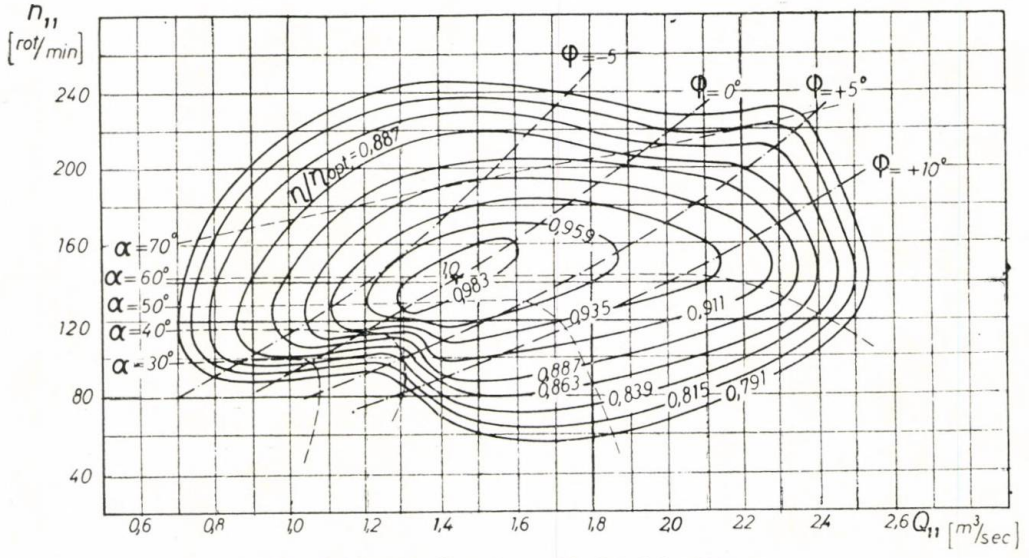


Fig. 2 Diagramă universală. Model EOS—1

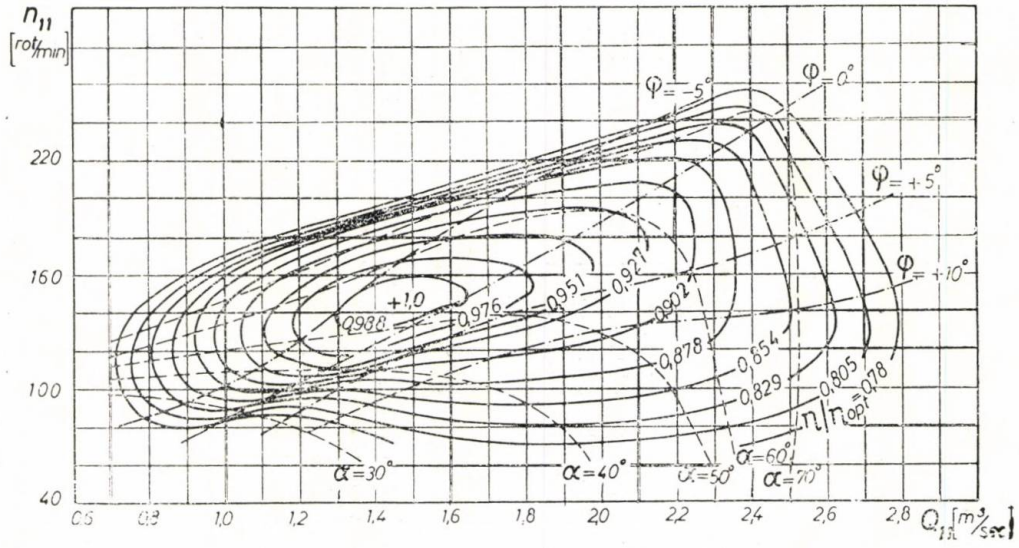


Fig. 3 Diagramă universală. Model EOS—2.

turație unitară cu 7% mai mare, ceea ce constituie o abatere foarte mică de la datele de proiectare. Aceasta confirmă principiile

aproximativ aceleași randamente maxime, dar plasate diferit în diagramele universale. Din tabelul 3 rezultă diferențele dintre regimurile

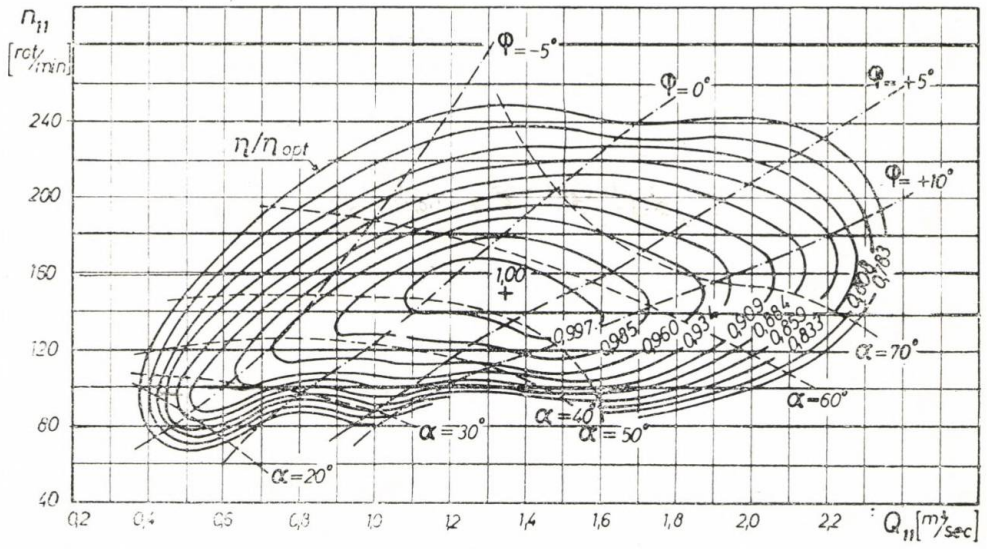


Fig. 4 Diagramă universală. Model EOS—3.

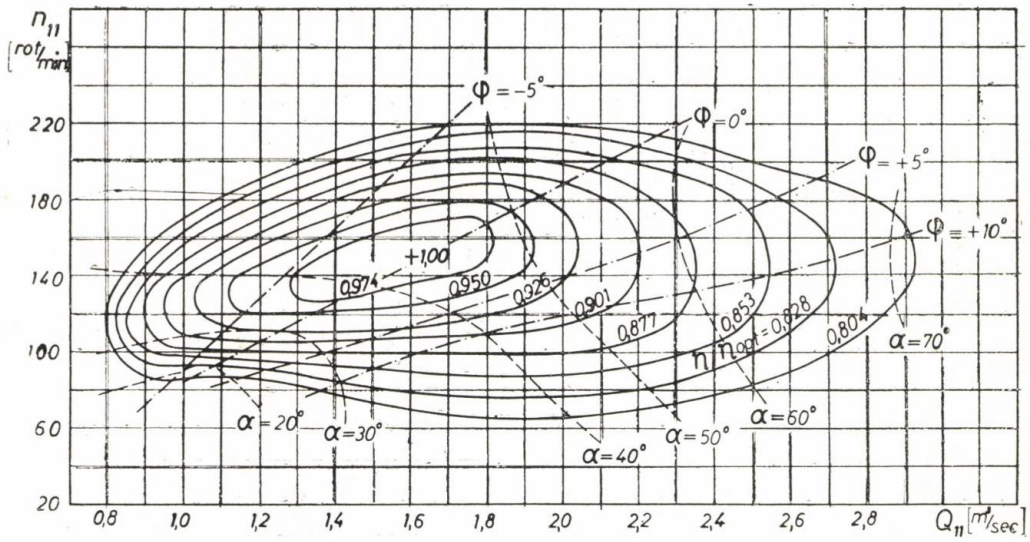


Fig. 5 Diagramă universală. Model EOS—4.

metodologice enunțate în [4]. Randamentul obținut este cel mai mic, cu 3—4% mai mic decît la modelele cu rotoarele KT—10 și KT—5. Acest lucru era de așteptat de la un rotor cu intrare axială.

Rotorul KT—5 s-a încercat cu două aparate directoare, aparatul director netorsionat A—1 destinat variantei KT—10 și aparatul director trosionat A—2, proiectat pentru această variantă de rotor. Rotorul KT—5 împreună cu aceste aparate directoare și traseul dat formează modelele EOS—2 și EOS—4 din tabelul 2. Din punct de vedere al regimului optim, cele două modele EOS—2 și EOS—4 au

optime ale celor două modele. Aceste diferențe sînt legate numai de cele două aparate

Parametrii regimurilor optime ale modelelor

Tabelul 3

Modelul	n_{11} optim [m³/s]		n_{11} optim [rot/min]	
	experiem.	proiect.	experim.	proiect.
EOS-1	143	—	1,4	—
EOS-2	145	180	1,45	2,0
EOS-3	150	139,7	1,35	1,353
EOS-4	150	180	1,60	2,0

directoare diferite. În ceea ce privește deplasarea regimului optim experimental față de cel de proiectare, modelul EOS—4 a realizat experimental turații și debite unitare cu aproximativ 20% mai mici decît cele de calcul. Această deplasare depășește 30% atunci cînd se utilizează o paletă directoare netorsionată (modelul EOS—2).

Remarcăm aceste deplasări față de regimurile de calcul, deplasări ce nu se semnalează și la rotorul KT—7,9. Acestea nu sînt legate de metoda [4], ci de parametrii folosiți la dimensionarea rotorului KT—5. Acești parametri sînt mult extinși față de cei folosiți în mod uzual la proiectarea rotoarelor de turbine bulb și „S". S-a „forțat" această variantă din dorința exploatării limitelor metodei prezentate în [4] și din dorința depășirii realizărilor în domeniul turbinelor axiale de joasă cădere (extindere spre debite mari și căderi mici). Realizările de referință au fost

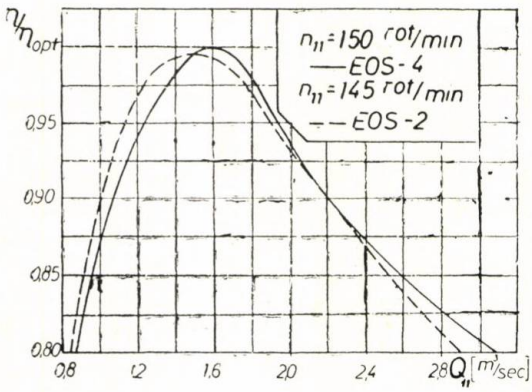


Fig. 6 $\eta/\eta_{opt} = f(Q_{11})$, n_{11} parametru.

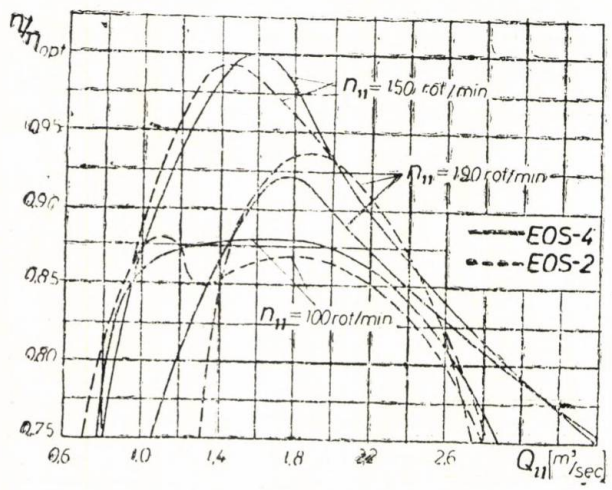


Fig. 7 $\eta/\eta_{opt} = f(Q_{11})$, n_{11} parametru.

cele în domeniul turbinelor-bulb, deoarece pentru turbine cu traseul hidraulic în forma „S" nu au fost publicate rezultate la nivel de încercări pe modele. Nu vom trata aici aceste probleme, ele vor forma obiectul unei lucrări ce se va ocupa de concepția turbinelor axiale cu traseul în „S".

Revenim la influențele aparatelor directoare cu palete torsionate și netorsionate, prin intermediul diagramelor comparative din figurile 6, 7 și 8.

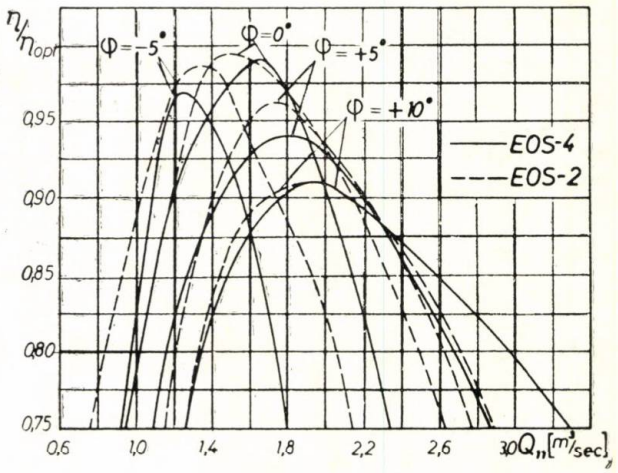


Fig. 8 $\eta/\eta_{opt} = f(Q_{11})$, φ parametru.

Figura 6 prezintă curbele $\eta/\eta_{opt} = f(Q_{11})$ pentru regimurile optime ale modelelor EOS —2 și EOS—4. Nu se evidențiază diferențe mari în ceea ce privește valoarea randamentelor la turația unitară optimă.

Figura 7 prezintă curbele $\eta/\eta_{opt} = f(Q_{11})$ într-un domeniu mare de turații unitare $n_{11} = 100$—190 rot/min. Se constată o creștere substanțială a randamentului la debite mari și o funcționare mai bună la debite mici a variantei EOS—4 cu palete directoare torsionate, față de varianta EOS—2.

Figura 8 prezintă aceleași curbe $\eta/\eta_{opt} = f(Q_{11})$, dar avînd ca parametru unghiul de poziție φ al paletelor rotorului. Aceste curbe pun în evidență cel mai bine, superioritatea energetică a variantei cu palete directoare torsionate, la debite mari unde creșterea de randament depășește 8%.

Este demnă de remarcat și comportarea în timpul experimentărilor în stand a celor două modele. Modelul EOS—4 a avut o funcționare liniștită, fără vibrații accentuate și fără vîrtejuri după tubul de aspirație, spre deosebire de modelul EOS—2 (cu palete directoare) netorsionate) care a prezentat după tubul de aspirație, la debite mari, o perturbare accentuată a curgerii ceea ce a mărit vibrațiile și instabilitatea în funcționare.

Aceste rezultate referitoare la influența aparatului cu palete torsionate asupra comportării energetice a modelului de turbină axială

cu traseul în formă de „S" completează datele prezentate în [7] asupra aparatelor directoare de turbine bulb.

Concluzii

1. Lucrarea prezintă primele rezultate experimentale, obținute în laboratorul C.C.S.I.T.E.H. Reșița, asupra turbinelor axiale cu traseul hidraulic în formă de „S".

2. Se prezintă o gamă de patru modele, dimensionate după aceeași metodă, într-o concepție unitară.

3. Se analizează rezultatele experimentale în strînsă legătură cu parametrii de proiectare folosiți.

4. Se pune în evidență influența aparatului director asupra comportării în ansamblu a modelului, prin încercarea aceluiași rotor cu două aparate directoare, unul cu palete torsionate care corespunde condițiilor hidraulice și unul cu palete netorsionate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Howard, M.:* Novoe ghidromașinostroenii. Ghidroenerghetika, 10. III. 1965.

[2] *Eberhardt, A.:* Cornell hydro plant redevelopement. Water Power, june 1976.

[3] *Meier, W., Muller, J., Grein, H., Jaquet, M.:* Turbines-pompes et pompes d'accumulation. Buletin Ecsher Wyss, nr. 2, 1971.

[4] *Câmpian, C.V.:* Contribuții la studiul și realizarea rotoarelor de mașini hidraulice axiale și axiale reversibile. Teză de doctorat, I.P. „Traian Vuia" Timișoara, 1979.

[5] *Voia, I. și colectiv:* Laboratorul de cercetări mașini hidraulice I.C.P.E.H. Reșița, Reșița, 1974.

[6] * * *: Standardized, hydroelectric generating units, Allis-Chalmers, Hydro-Turbine Divizion, York, Pennsylvania, U.S.A.

[7] *Barlit, V.V.:* Ghidravliceskie turbinî. Izdateliskogo obiedinenia „Vîșa Skola", Kiev, 1977.

CZ : 621.22

Probleme de calcul și dimensionare la statoarele turbinelor Francis de înaltă cădere

Ing. Karol **MÄRZ** ing. Ilie **FLORESCU**, mat. Maria **PÂRVULESCU** — C.C.S.I.T.E.H. — Reșița

Introducere

Este cunoscut faptul, că în cadrul unei turbine hidraulice, ansamblul cameră spirală — stator constituie o piesă de foarte mare importanță, a cărei execuție necesită un volum de muncă apreciabil (mai ales în cazul camerelor spirale metalice) și a cărei distrugere, în timpul exploatării agregatului, poate avea urmări catastrofale.

Din aceste motive, este necesară cunoașterea cît mai precisă a eforturilor care apar în diferite elemente ale spiralei, respectiv statorului, în vederea unei dimensionări cît mai corecte. În urma calculului de dimensionare a execuției și a măsurilor tensometrice efectuate atît pe modele, cît și asupra camerei spirale industriale (pentru turbina hidraulică din CHE Mărișelu), a rezultat că solicitările calculate în diferite secțiuni ale camerei spirale se apropie destul de mult de cele obținute în urma măsurărilor tensometrice. În cazul inelelor, respectiv al coloanelor statorice, situația se prezintă însă diferit. Efectuînd calcule de dimensionare și verificare după metodici de calcul recomandate de diferiți autori și comparîndu-le cu rezultatele măsurărilor tensometrice efectuate s-a obținut o dispersie apreciabilă a rezultatelor. Trebuie menționat, în plus, că în timpul exploatării turbinelor, tocmai în stator apar solicitările cele mai mari, lucru asupra căruia se atrage atenția și în literatura de specialitate. Din cele expuse rezultă clar necesitatea studierii aprofundate a stării reale de tensiune în statoarele turbinelor hidraulice, mai ales a celor de înaltă cădere.

Alegerea metodicii de calcul al statoarelor

În cele ce urmează vom prezenta problemele care apar la calculul de rezistență a statoarelor, respectiv modul în care acestea au fost rezolvate în cadrul I.C.P.E.H. Reșița. Astfel, efectuînd calculul de rezistență pentru modelul de stator executat în similitudine geometrică cu statorul turbinei hidraulice din C.H.E. Mărișelu după metodica de calcul recomandată de Bovet Th., s-au obținut două valori ale solicitărilor pentru două puncte de pe coloana statorică: una pentru zona de la intrarea și o valoare pentru cea de la ieșirea din stator. Aceste valori au fost reprezentate pe figura 1, prin două puncte unite printr-o linie cu punct. Metodica de calcul recomandată de Tâche J. permite calculul repartiției eforturilor pe întregul contur al coloanei. Valorile rezultate din calculele efectuate după această metodică sînt cele reprezentate în

figura 1, cu linie întreruptă. În aceeași figură, cu linie continuă, s-au reprezentat valorile solicitărilor obținute prin măsurări tensiometrice efectuate asupra modelului amintit.

Calculul de rezistență, efectuat după o a treia metodică de calcul recomandată de Fridman L. J. și Boletnicov A.A., dă valori ale eforturilor unitare mult diferite de cele

— valorile efeorturilor unitare pe extradosul coloanei statorice (calculate după Tâche J.) și cele rezultate din măsurările tensometrice sînt mai mari decît cele din zona intradosului coloanei. Metodica de calcul propusă de Bovet Th. nu poate fi utilizată pentru calculul unor valori ale eforturilor unitare în aceste zone (intrados, extrados).

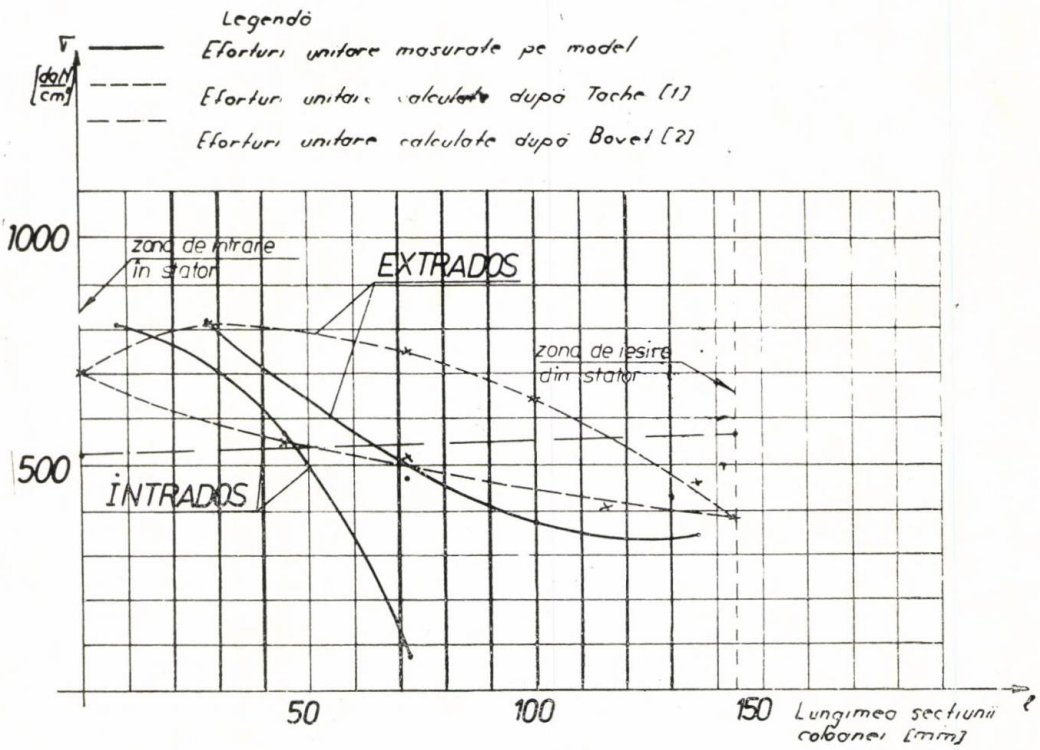


Fig. 1 Schema orientativă, privind încărcările inelelor statorice și ale coloanei, luată în considerare în Calculul de rezistență a statoarelor turbinelor hidraulice de tip Francis.

reprezentate în figura 1. Pe cînd măsurările tensometrice și calculele după primele două metodici dau (în toate punctele de pe coloană) eforturi de întindere, metodica expusă de Fridman L.J. și Bolotnicov A.A. dă și eforturi unitare de compresiune în unele zone ale coloanei. Din acest motiv, rezultatele calculelor după această metodică nu au fost luate în considerare.

Analizînd repartițiile eforturilor unitare pe coloana statorului reprezentate în figură se constată următoarele :

— Eforturile unitare la intrarea în stator (calculate după Tâche J.), cît și cele rezultate din măsurările tensometrice sînt mai mari decît în punctele de pe coloană situate în zona de la ieșire din stator. Rezultatele calculelor efectuate după Bovet Th. dau valori ale eforturilor unitare mai mici la intrare și mai mari la ieșirea din stator ;

Ținînd seama de cele de mai sus se trage concluzia că metodica de calcul după Tâche J. dă valori ale eforturilor unitare mai apropiate de cele obținute prin măsurări. În plus, această metodică de calcul permite determinarea tensiunilor în orice punct din coloană statorică, fapt care a determinat punerea la punct a calculului eforturilor unitare din coloanele statorice în baza acestei metodici de calcul.

Principiul metodicii de calcul

Pentru a ajunge la o metodă de calcul utilizabilă în practică, se consideră o coloană și sectoarele inelelor statorice (superior și inferior) făcînd corp comun cu coloana (fig. 2.). Statorul este intersectat cu două plane radiale făcînd între ele un unghi corespunză-

tor pasului dintre două coloane. De asemenea autorul face două ipoteze simplificatoare. El admite că :

— sectorul de stator considerat se deformează, ca și cum statorul ar fi compus din n sectoare identice cu cel definit mai sus, iar camera spirală o consideră ca avînd forma unui tor a cărui secțiune radială este egală cu cea a spiralei, în dreptul coloanei considerate.

— toate forțele exercitate de coloană asupra sectoarelor de inele statorice sînt concentrate în planul radial, trecînd prin centrul de greutate al secțiunii transversale a coloanei.

Inelele statorice, supuse unor forțe exterioare datorită presiunii apei din interiorul camerei spirale și al statorului, cît și datorită elementelor turbinei asamblate pe stator (capacul turbinei) inel inferior aparat director, etc.) nu se poate deforma liber, fiind legate între ele prin coloane. În coloane, datorită forțelor amintite, apar solicitări de întindere, de încovoiere și de forfecare. În timp ce forța de

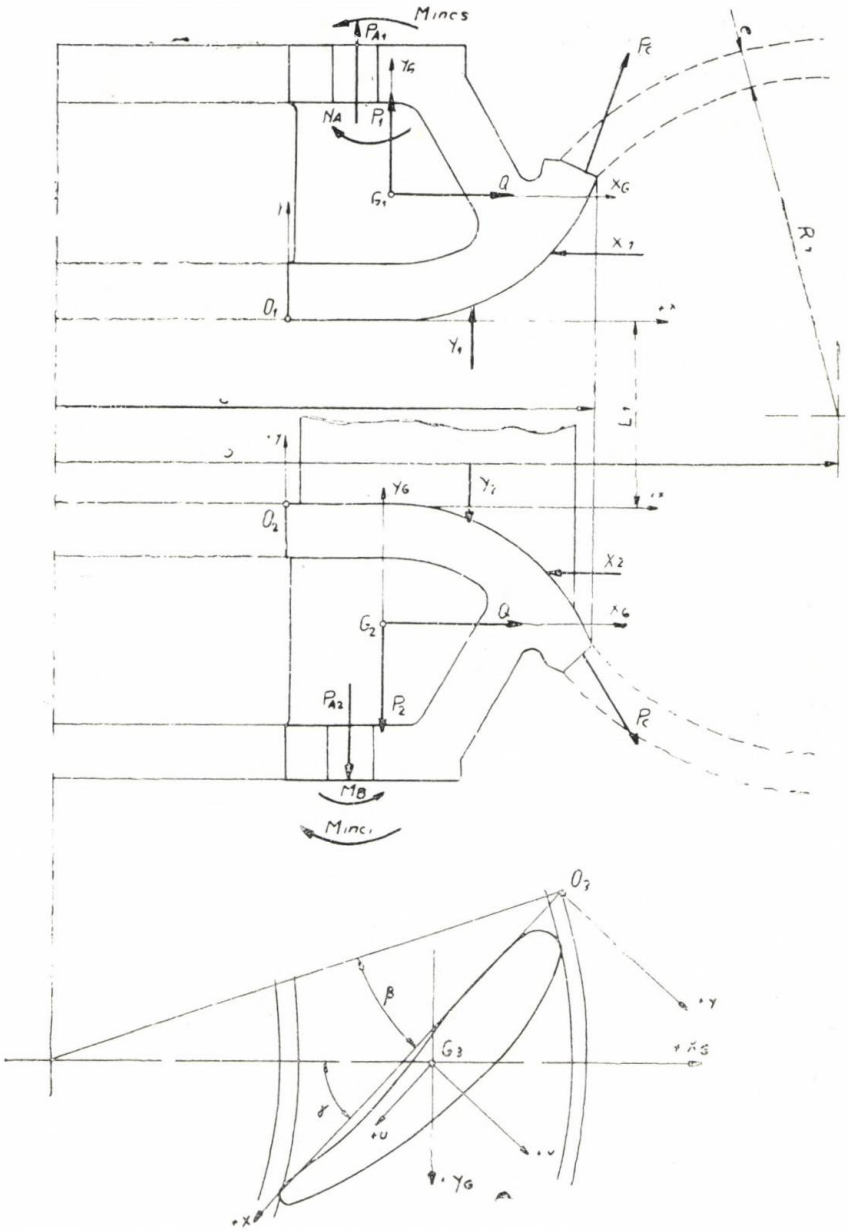


Fig. 2 Variația eforturilor unitare în coloană funcție de lungimea coloanei.

întindere din coloană este, static, determinată, momentul încovoietor şi forţa de forfecare (care depind de elasticitatea inelelor şi a coloanei) sînt, static, nedeterminate. Pentru a le putea determina, este necesară cunoaşterea componentelor lor algebrice în două plane ortogonale. Autorul a ales pentru aceasta planul radial şi tangenţial, trecînd prin centrul de greutate al secţiunii transversale a coloanei. Deoarece trebuie determinate patru necunoscute, va fi necesară rezolvarea unui sistem de patru ecuaţii. Aceste ecuaţii se pot obţine exprimînd egalitatea componentelor ortogonale ale rotaţiei, respectiv translaţiei secţiunii coloanei în punctul G_1, făcînd corp comun cu inelul superior, cu cele ale secţiunii coloanei în punctul G_2 făcînd corp comun cu inelul inferior (fig. 2.). Situaţia prezentată este adevărată, cazul unor statoare asimetrice la care în lungul coloanei statorice momentul încovoietor este variabil, în timp ce forţele de tracţiune şi forfecare au valori constante. În cazul unui stator simetric, datorită simetriei, forţa de forfecare este nulă, iar momentul încovoietor şi forţa de tracţiune în lungul colanei au valori constante. În această situaţie sistemul de ecuaţii de rezolvat se reduce la un sistem de două ecuaţii cu două necunoscute.

Un stator este considerat simetric, dacă secţiunile transversale ale inelelor stator sînt identice şi forţele exterioare care acţionează asupra lor sînt egale.

Avînd rezolvat sistemul de 4 ecuaţii cu 4 necunoscute, toate forţele şi momentele care apar în stator sînt cunoscute şi în consecinţă pot fi determinate toate eforturile unitare care apar în elementele componente ale statorului.

Întrucît calculul (după Tâche J.) expus mai sus implică un volum foarte mare de calcul, nerealizabil cu rigla datorită erorilor mari implicate şi dificil de efectuat cu maşinile de calculat de birou disponibile, s-a impus necesitatea adoptării metodicii pentru programarea în vederea prelucrării cu ajutorul calculatorului.

Faţă de cele arătate pînă aici, ne-am propus ca în continuare să ne preocupăm de stabilirea unor forme optime de statoare (inele şi coloane) atît din punct de vedere hidraulic, cît şi al rezistenţei mecanice. În acest sens, în prezent, se lucrează la un studiu prin care, în baza datelor din literatură şi a experienţei acumulate în cadrul I.C.P.E.H. — Reşiţa, se definesc diferite forme de statoare, urmate de măsurări tensiometrice pe modele.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Tache, J.:* Calcul de la résistance mécanique d'un bâche spirale de turbine hidraulique — Buletin technique VEVEY, Trente — quatriéme année 1974—1975, pag. 260—275.

[2] *Bovet, Th.:* Calcul de la résistance mécanique des bâches spirales de turbines Francis a haute chute. — Information techniques CHARMILLES — Nr. 7 — 1958.

[3] *Fridman, L. I.:* C rascetu na procinost statora vîsoconapornoi ghidroturbinî.

CZ : 627.8

Contribuţii teoretice la acţionarea hidraulică a stavilelor-segment în regim de autosincronizare

Ing. Florian **COSTE**, ing. Alexandru **VANCU**, ing. Alexandru **GAVRA** — C.C.S.I.T.E.H. Timişoara *

Introducere

Folosirea complexă a resurselor de apă ale ţării impune în următoarele cincinale construirea unui număr mare de baraje pentru crearea unor lacuri de acumulare, avînd cele mai diverse scopuri: hidroenergetice, alimentări cu apă industriale şi pentru populaţie, irigaţii, prevenirea inundaţiilor, extinderea căilor navigabile etc.

Deversorii de suprafaţă ai barajelor sînt echipaţi cu stavile care servesc la reglarea nivelelor amonte, evacuarea corpurilor plutitoare şi la deversarea debitelor excedentare din timpul viiturilor. Cel mai frecvent sînt folosite stavilele-segment cu clapetă, datorită avantajelor pe care le prezintă faţă de stavilele plane şi anume: forţele de acţionare sînt mai mici, condiţiile de scurgere a apei sînt mai bune (nu au nişe în pereţii laterali), rigiditate mai mare şi pericolul redus de vibraţii, siguranţă mai mare în exploatare, etc.

* Centrul de Cercetare Ştiinţifică şi Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice — Timişoara

Soluțiile de acționare a stavilelor-segment s-au modernizat și, în prezent, pe plan mondial, tinde să se generalizeze acționarea hidraulică, ca și la majoritatea echipamentelor hidromecanice. În stadiul actual de dezvoltare a acționărilor hidrostatice, acestea prezintă avantaje multiple atît economice cît și funcționale, în raport cu acționările mecanice (elasticitate, gabarit redus, densitate mare de putere, posibilități de reglare a legii de mișcare în limite largi, siguranță în exploatare, întreținere ușoară, etc).

În mod deosebit, la amenajări mari, cu multe stavile, acționarea hidraulică este cu mult mai economică.

Acționarea hidraulică a stavilelor segment

Pentru proiectarea acționării hidraulice a unei stavile se au în vedere în principal: schema cinematică a stavilei, numărul și dispoziția stavilelor în baraj, forțele de acționare și legea de mișcare. Acționarea trebuie să asigure următoarele funcțiuni:

— învingerea forțelor rezistente la ridicarea și coborîrea stavilei (presiunea din instalație);

— vitezele de ridicare și de coborîre a stavilei (debitul de ulei din instalație);

— sincronizarea mișcării extremităților stavilei (cînd este necesară);

— oprirea instalației în caz de avarie;

— coborîrea lină în cazul spargerii conductelor de alimentare a servomotoarelor;

— siguranța în exploatare (grupuri de pompare de rezervă, pompe manuale).

Complexitatea instalației hidraulice de acționare depinde de dimensiunile și de importanța amenajării.

În continuare se prezintă, pentru comparație, cîteva din schemele tipice pentru acționarea bilaterală a stavilelor segment.

În figura 1 și figura 2 sînt prezentate scheme de acționare, care nu trebuie să asigure mișcarea sincronă a extremităților stavilei. Elementul comun al acestor două scheme este legătura permanentă, prin circuitul hidraulic, a spațiilor de sub pistoanele cilindrilor de acționare. Prin această legătură se asigură, în timpul funcționării, o egalizare permanentă a presiunii, deci și a forțelor de acționare la cele două extremități. Aceste instalații nu pot compensa asimetriile forțelor rezistente, care vor fi preluate numai de construcția metalică a stavilei, funcționarea avînd loc în regim de „autosincronizare".

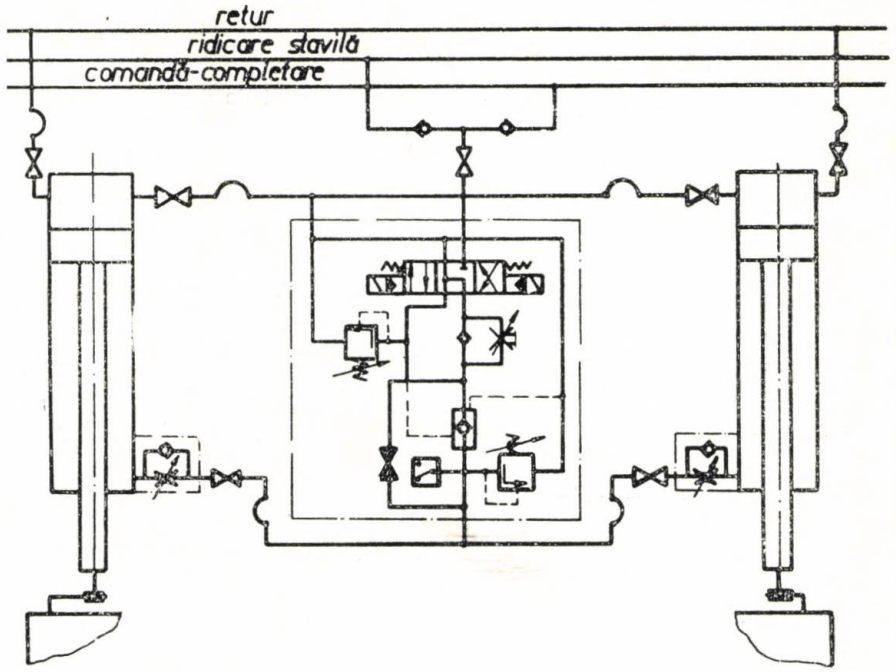


Fig. 1 Schemă de acționare cu un singur bloc de distribuție, fără sincronizare.

Schema de acționare cu un singur bloc de distribuție (fig. 1) este cea mai avantajoasă din punct de vedere al costului instalației, prin faptul că se realizează cu minimum de aparatură hidraulică. Schema conține un distribuitor electrohidraulic pentru comanda de ridicare sau de coborîre, supape de presiune — ca elemente de siguranță — pentru des-

cărcare în cazul depășirii presiunii admise în sistem, un regulator de debit pentru reglarea vitezei la coborîre și un releu de presiune pentru semnalizarea și comanda de oprire automată în caz de avarie. Cei doi cilindri de acționare sînt alimentați printr-o conductă ramificată. Pe fiecare cilindru este montată cîte o supapă de sens cu drosel la spațiul de sub piston, pentru limitarea vitezei de coborîre a stavilei în cazul spargerii conductelor de legătură.

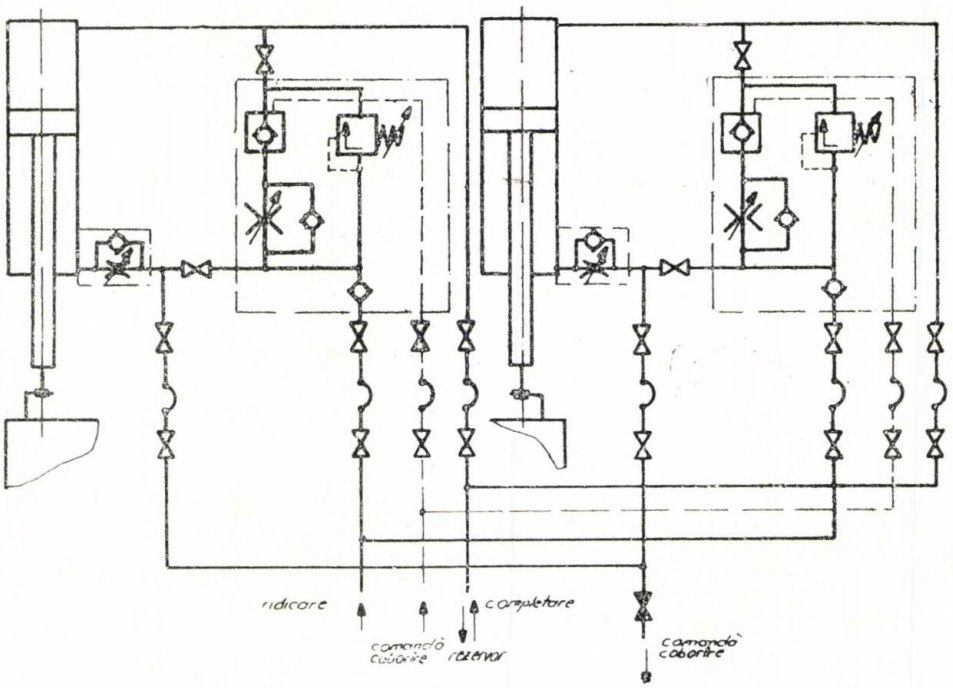


Fig. 2 Schemă de acționare cu două blocuri de distribuție, cu sincronizare discontinuă.

Schema de acționare cu două blocuri de distribuție (fig. 2.) conține două blocuri identice, instalate chiar pe cilindrii de acționare.

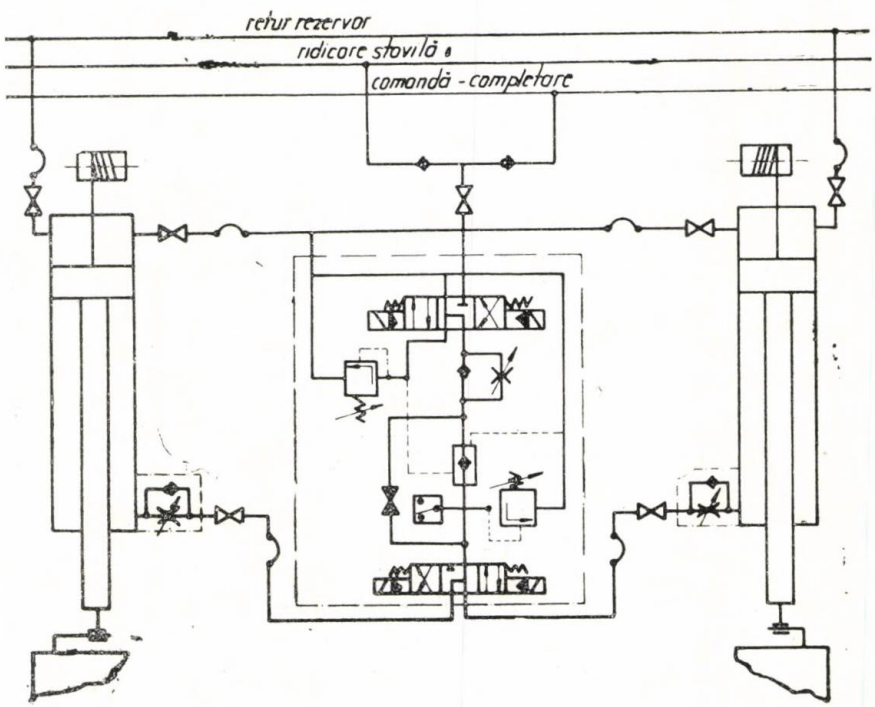


Fig. 3 Shema de acționare cu un singur bloc de distribuție, cu sincronizare discontinuă.

Această dispunere elimină pericolul căderii stavilei la spargerea conductei și permite reglarea mai fină a debitelor distribuite în cei doi cilindri. Acest tip de schemă este preferabil în cazul stavilelor cu deschidere mare, cînd amplasarea unui singur bloc de distribuție pe una din pile ar da naștere la o asimetrie prea mare a rezistențelor hidraulice din conductele de legătură.

În figura 3 și figura 4 sînt prezentate scheme de acționare care trebuie să asigure sincronizarea în cazurile în care, din cauza forțelor rezistente asimetrice, una din extremități rămîne în urma celeilalte. Pentru realizarea acestei funcționări, este — însă — necesar un sistem de urmărire a deplasărilor celor două extremități de-a lungul întregii curse și un dispozitiv diferențial de comparare a deplasărilor, care să comande automat o suplimentare a debitului în cilindrul de la capătul rămas în urmă, pînă la restabilirea mișcării sincrone.

Schema cea mai simplă de sincronizare, prezentată în figura 3, conține un singur bloc de distribuție, avînd însă față de schema din figura 1, un distribuitor suplimentar, care poate să închidă accesul uleiului spre unul din cilindri, în situațiile cînd apar denivelări pronunțate. Se realizează, astfel, o sincronizare discontinuă, satisfăcătoare în amenajări mai simple, însă neadecvată la stavile cu deschidere mare, unde poate da naștere la oscilații mari de presiune și la funcționare instabilă.

Schema din figura 4, cu blocuri de distribuție separate, atașate fiecărui cilindru, și cu grupuri de pompare separate, este cea mai complexă dintre cele pezentate. Sincronizarea se asigură printr-un grup de distribuitoare comandate electric, care permit descărcarea controlată a unui anumit debit de pe o ramură sau cealaltă la retur, cînd desincronizarea depășește o anumită valoare critică, sau permit, în condiții normale de exploatare, egalizarea presiunilor din cei doi cilindri prin legătură directă. Sistemul de urmărire a mișcării trebuie să funcționeze neîntrerupt.

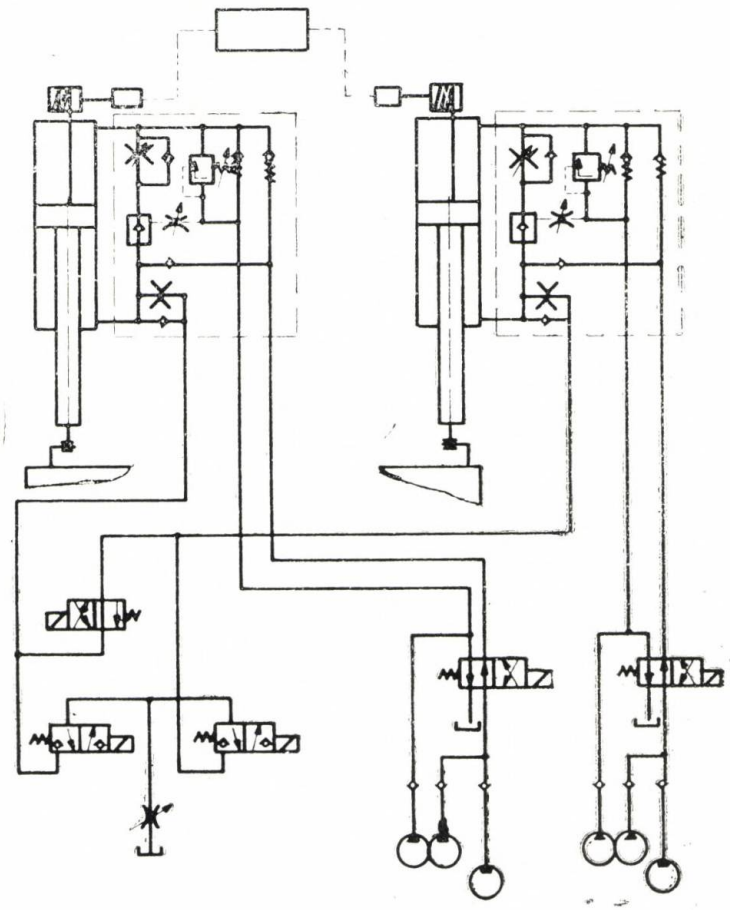


Fig. 4 Schemă de acționare cu două blocuri de distribuție, cu sincronizare continuă.

Din compararea schemelor de acționare prezentate, se desprinde, în primul rînd, concluzia că asigurarea mișcării sincrone de că-

tre instalația de acționare presupune o echipare mult mai costisitoare, avînd în vedere că sînt indispensabile dispozitivele de urmărire continuă a deplasărilor și de comandă automată a elementelor de distribuție, precum și un număr sporit de pompe și aparate hidraulice.

Problema sincronizării la stavilele — segment

Stavilele — segment prezintă un aspect particular, în raport cu alte echipamente acționate bilateral, în ceea ce privește sincronizarea. Construcțiile metalice de tip cadru — articulat au o rigiditate la torsiune care contribuie la asigurarea mișcării sincrone. Deformațiile produse de forțele asimetrice din extremități dau naștere la momente de torsiune în stavilă, cu atît mai mare cu cît rigiditatea ei este mai mare. Aceste momente acționează în sensul menținerii mișcării sincrone a punctelor de suspendare ale stavilei.

Pentru a aprecia în ce măsură este necesară o instalație care să asigure mișcarea sincronă, trebuie analizați factorii care provoacă desincronizări (forțe rezistente asimetrice), pe de-o parte, și contribuția stavilei la mișcarea sincronă, pe de altă parte.

Asimetria forțelor rezistente poate să provină din instalația de acționare, din interacțiunile stavilei cu piesele înglobate (cu gheață, cu obiecte plutitoare), sau chiar dintr-o excentricitate a cenrului de greutate al stavilei.

Debitele de ulei distribuite celor doi cilindri de acționare pot fi diferite datorită pompelor în cazul alimentării separate), sau datorită rezistențelor hidraulice diferite ale căilor de alimentare (conduce, blocuri de distribuție etc). Chiar la debite egale, pe cele două ramuri pot apărea diferențe de deplasări dadorită volumelor diferite ale cilindrilor, rezultate din abateri de execuție de la diametrele nominale. Forțele de frecare dintre piston și cilindru, sau dintre tijă și capac pot fi inegale, datorită prestrîngerilor diferite la montaje ale etanșărilor. Toate aceste asimetrii, împreună cu cele datorate frecărilor inegale dintre etanșarea stavilei și ghidajele laterale, au un caracter permanent și se mențin relativ constante. Ele pot fi, în mare măsură, compensate, prin reglajele pompelor și aparaturii de distribuție la punerea în funcțiune și la reviziile periodice.

Încărcările asimetrice accidentale, produse de corpuri plutitoare sau de ghețuri, pot fi învinse numai în cazul cînd nu depășesc valorile admisibile, la care instalația de acționare se descarcă datorită atingerii presiunii de avarie. Aceste cazuri constituie funcționare anormală și determină oprirea de avarie a instalației, indiferent de tipul schemei de acționare.

În general, pentru deschideri mici, se proiectează stavile rigide care permit chiar acționarea unilaterală, sau, în cazul acționării bilaterale, asigură funcționarea cu autosincronizare.

La deschideri mari, problema dimensionării economice a construcției metalice se pune mai acut, fiind vorba de reducerea greutății echipamentului, care determină o reducere corespunzătoare a forțelor de acționare și implicit a dimensiunilor servomotoarelor, articulațiilor și reazemelor. În cazul barajelor cu multe deschideri, se poate obține, astfel, o substanțială economie de metal.

O dimensionare economică a stavilei înseamnă și o scădere a rigidității și o deformare mai pronunțată sub acțiunea unor forțe asimetrice, făcînd necesară folosirea unor instalații de acționare cu sincronizare continuă, care, după cum s-a arătat, sînt costisitoare. Se pune problema aprecierii limitelor pînă la care este posibilă funcționarea în regim de autosincronizare (în condiții normale de exploatare), acest regim fiind cel mai avantajos trice este echilibrat de momentul rezistent al pament, fără a fi afectată siguranța în exploatare.

Funcționarea stavilelor — segment în regim de autosincronizare.

Schema hidraulică de acționare, adoptată în scopul funcționării în regim de autosincronizare, permite alimentarea simultană, la aceeași presiune, a celor două servomotoare. În cazul unor forțe rezistente asimetrice, rezultanta acestora este preluată în mod egal în servomotoare prin egalizarea, practic instantanee, a presiunilor, iar cuplul forțelor asimetrice este echilibrat de momentul rezistent al stavilei, conducînd la o deformație corespunzătoare a acesteia.

Structura de rezistență a stavilei are rigiditate la torsiune bazată, în principal, pe rezistența la torsiune a corpului stavilei. Deformarea stavilei la suspendare unilaterală poate fi calculată cu formula :

$$\Delta h_G = r_s \cdot \varphi \qquad (1)$$

unde :

Δh_G deplasarea pe verticală a capătului suspendat al stavilei față de capătul liber ;

r_s — lungimea teoretică a piciorului stavilei ;

φ — unghiul total de răsucire, funcție de rigiditatea stavilei.

Forța F_G, necesară pentru suspendare unilaterală, provine din greutatea stavilei redusă în punctul de suspendare pe direcția de acționare a servomotorului (fig. 5.).

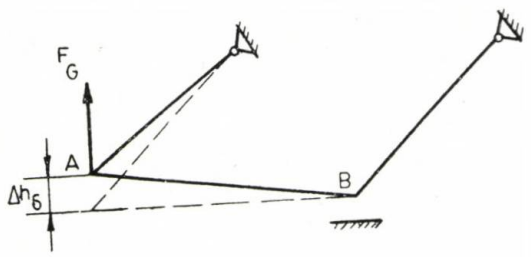


Fig. 5

Considerînd capătul liber al stavilei rezemat, iar capătul suspendat ridicat cu $\Delta h < \Delta h_G$ greutatea stavilei va fi echilibrată de forța de suspendare F_A și de reacțiunea din reazem F_B (fig.6).

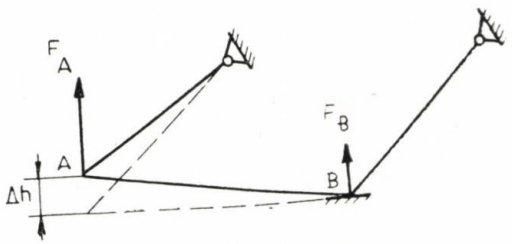


Fig. 6

Admițînd că stavila se deformează elastic, deformația Δh va fi proporțională cu diferența dintre forțele de suspendare.

$$\Delta F = F_A - F_B = k \cdot \Delta h \qquad (2)$$

Variația forțelor de suspendare în funcțiune de deplasare Δh este reprezentată în figura 7.

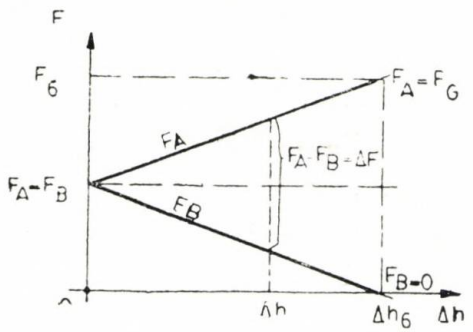


Fig. 7

Cunoscînd, din calcul, valoarea forței F_G și a deformației corespunzătoare Δh_G pentru o stavilă dată, se poate determina constanta de proporționalitate:

$$k = \frac{F_G}{\Delta h_G} \qquad (3)$$

Pentru a analiza funcționarea unei stavile sub acțiunea tuturor forțelor care intervin în exploatare se vor face următoarele ipoteze:

— forțele de acționare din servomotoare sînt riguros egale în orice punct al cursei;

— toate forțele rezistente provenite din greutatea stavilei forțe hidrostatice, frecări în servomotoare și alte încărcări accidentale, se vor considera reduse în punctele de suspendare A și B, pe direcțiile de acționare a forțelor din servomotoare. Asimetriile de orice natură ale forțelor rezistente vor apărea ca diferențe între forțele rezistente din aceste două puncte.

În cazul simetriei perfecte a forțelor de acționare și a forțelor rezistente (fig. 8), din echilibrul forțelor rezultă:

$$F_A = F_B = F \qquad (4)$$

$$R_A = R_B = F \qquad (5)$$

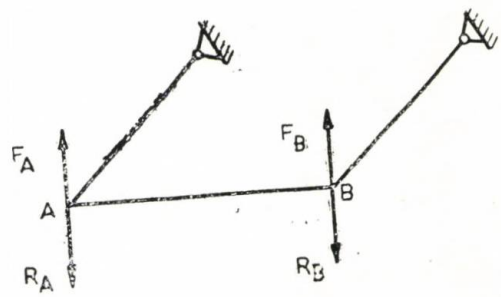


Fig. 8

În cazul unei asimetrii totale $\Delta R = R_B - R_A$ a forțelor rezistente (fig. 9), se produce o deformație Δh a stavilei și apare un moment rezistent M_s al stavilei, care echilibrează cuplul forțelor asimetrice. Ecuația de echilibru a forțelor este în acest caz:

$$F_A + F_B - R_A - R_B = 0 \qquad (6)$$

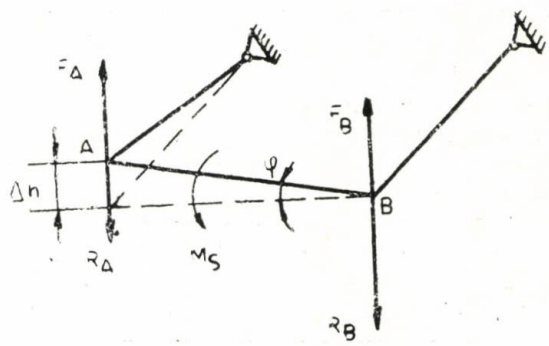


Fig. 9

În ipoteza: $F_A = F_B = F$ rezultă:

$$F = R_A + \frac{\Delta R}{2} \qquad (7)$$

Ecuația de echilibru a momentelor în raport cu punctul B este :

$$(F_A - R_A)\cdot l - M_s = 0 \qquad (8)$$

unde s-a notat cu l deschiderea dintre punctele de suspendare. Din relațiile (7) și (8) rezultă :

$$M_s = \frac{\Delta R \cdot l}{2} \qquad (9)$$

Considerînd că momentul rezistent M_s al savilei este proporțional cu unghiul de rotire φ al corpului stavilei :

$$M_s = k_M \cdot \varphi \qquad (10)$$

și

$$\Delta h = l \cdot \varphi \qquad (11)$$

din relațiile (9), (10) și (11) rezultă :

$$\Delta h = \frac{\Delta R \cdot l^2}{2k_M} \qquad (12)$$

Comparînd relațiile (2) și (12) se pot identifica :

$$\Delta R = \Delta F \text{ și } k = \frac{2k_M}{l^2}$$

Pentru orice stavilă va exista deci o relație de forma :

$$\Delta R = k \cdot \Delta h \qquad (13)$$

Se poate considera că o stavilă funcționează normal în regim de atutosincronizare, dacă în timpul funcționării tampoanele stavilei nu ating ghidajele laterale ca urmare a deformării datorită forțelor asimetrice. Jocurile laterale între tampoane și ghidaje sînt admise, în general, din condițiile constructive, pentru a proteja etanșările laterale împotriva dis-

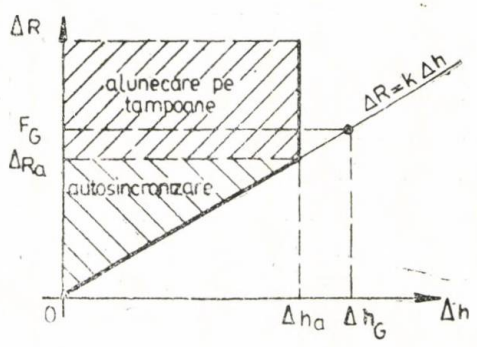


Fig. 10

trugerii. Se poate determina geometric deplasarea pe verticală unilaterală corespunzătoare consumării acestor jocuri, care se notează cu Δh_a. Dacă se reprezintă grafic relația (13) (fig. 10), se observă că deformației Δh_a îi corespunde o asimetrie :

$$\Delta R_a = k \cdot \Delta h_a \qquad (14)$$

Condiția de autosincronizare este :

$$\Delta R \leqslant \Delta R_a \qquad (15)$$

Pentru valori ale asimetriei : $\Delta R > \Delta R_a$, deformația stavilei este împiedicată de ghidaje și apar reacțiuni normale în piesele înglobate. Mărimea acestor reacțiuni trebuie calculată pentru cazul cînd stavila ar rămîne suspendată accidental la un singur capăt. Ele nu trebuie să depășească valorile admisibile pentru care au fost dimensionate piesele înglobate. Acest aspect însă nu este specific numai cazului de funcționare normală cu autosincronizare, ci poate să apară indiferent de tipul acționării, conducînd în mod normal la oprirea de avarie a instalației.

În continuare, se analizează cazul concret al unei stavile — segment cu clapetă, care va echipa barajele de la SHEN Porțile de Fier II (deschidere : 21 m, înălțimea 15 m). Din calculele funcționale și de rezistență efectuate, rezultă :

$$\Delta h_G = 81{,}5 \text{ mm} \qquad F_G = 5100 \text{ kN}$$

Se calculează : $k = \frac{F_G}{\Delta h_G} = 62{,}58 \text{ kN/mm}$

Din calculele geometrice a rezultat că deformația maximă posibilă la consumarea jocului înre tampoane și ghidajele laterale este :

$$\Delta h_a = 60 \text{ mm}$$

S-au estimat în continuare valorile posibile ale asimetriilor forțelor rezistente în cazul exploatării normale :

— forțe asimetrice datorită diferenței de randament de pînă la 3% între cele două servomotoare : $\Delta R_s = 110$ kN ;

— forțe asimetrice datorită pierderilor hidostatice diferite pe conductele de alimentare ale servomotoarelor : $\Delta R_p = 10$ kN ;

— forțe asimetrice datorită frecărilor diferite întner etanșările stavilei și piesele înglobate : $\Delta R_f = 30$ kN.

Asimetria totală, în cazul cel mai defavorabil, va fi :

$$\Delta R = \Delta R_s + \Delta R_p + \Delta R_f = 150 \text{ kN}$$

Asimetria admisibilă din condiția deformării, pînă la consumarea jocului lateral este :

$$\Delta R_a = k \cdot \Delta h_a = 3755 \text{ kN}$$

Se observă că la exploatarea normală, asimetria forțelor rezistente este cu mult mai mică decît cea admisibilă.

În cazul stavilei analizate forțele rezistente toate variază de-a lungul cursei de la valoarea $R_{min} = 4260$ kN la valoarea $R_{max} = 7120$ kN. Forța maximă pe care o poate dezvolta un servomotor, la presiunea de descărcare a supapelor de siguranță, în caz de avarie, este $F_{max} = 3920$ kN. Situația accidentală cea mai defavorabilă, cînd unul din capetele stavilei ar fi împiedecat să se deplaseze din cauza unui obstacol rigid, ar corespunde unei asimetrii maxime posibile :

$$\Delta R_{max} = 2 \cdot F_{max} - R_{min} = 3580 \text{ kN}$$

Și în acest caz : $\Delta R_{max} < \Delta R_a$ și stavila se oprește înainte de a atinge ghidajele.

Concluzii

1. Funcționarea stavilelor — segment în regim de autosincronizare este avantajoasă, conducînd la echipamente și instalații de acționare economice.

2. Ținînd seama de rigiditatea stavilei — segment și de contribuția ei la menținerea mișcării sincrone, regimul de funcționare cu autosincronizare se poate extinde la mare majoritate a stavilelor de la baraje.

3. Ar fi posibilă funcționarea stavilelor — segment chiar admițînd alunecarea tampoanelor pe piesele înglobate, în situații deosebite, fără a se distruge stavila, însă acest aspect necesită cercetări separate și verificări experimentale.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Wickert, G., Schmausser G.:* „Stahlwasserbau", Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg-New York, 1971, pag. 199—212.

CZ : 621.22

Preocupări în domeniul sistemelor de reglaj și regulatoarelor de turație pentru turbine hidraulice

Ing. Dumitru **ONEA** — Centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice (C.C.S.I.T.E.H.) — Reșița

Introducere

Sistemul de reglaj este o parte componentă a unei instalații de turbină hidraulică, menită să asigure funcțiile reglajului primar [1] al hidroagregatului (compus din turbină hidraulică și hidrogenerator). În dependență de regimul de funcționare al hidroagregatului, aceste funcții pot fi :

a) În regimul de funcționare normală :

— limitarea variațiilor de frecvență ale hidroagregatului ;

— asigurarea stabilității de funcționare a hidroagregatului, în cazul apariției unor perturbații :

— asigurarea stabilității de funcționare la mers în gol, în vederea cuplării sincrone a hidroagregatului cu rețeaua ;

— adaptarea puterii hidroagregatului la modificările de putere ale consumatorilor (rețelei), potrivit caracteristicii statice proprii.

b) Totodată reglajul primar trebuie să permită :

— modificarea voită a turației hidroagregatului în vederea sincronizării lui cu rețeaua ;

— modificarea voită a puterii cu care participă în cadrul rețelei.

c) În regimurile tranzitorii de decontare accidentală a hidroagregatului din rețea, reglajul primar trebuie să asigure :

— limitarea creșterii turației hidroagregatului la valoarea garantată ;

— limitarea variațiilor de presiune în partea de scurgere a apei în limitele garantate.

În realizarea funcțiilor reglajului primar, sistemul de reglaj se bazează pe acțiunea regulatorului automat de turație, sau simplu regulator de turație, ca parte componentă principală. Regulatorul de turație, în mare majoritate a cazurilor de echipare a turbinelor hidraulice, este un produs cu fabricație de serie mică, care se adaptează la turbina hidraulică, produs unicat prin restul componentelor sistemului de reglaj și prin însăși componența sa.

Scopul prezentului articol este de a informa cititorii interesați, despre preocupările institutului de specialitate în domeniul concepției și realizării reglajului turbinelor hidraulice. Preocupările se anexează pe trei direcții principale și anume :

— perfecționarea soluțiilor constructive ale regulatoarelor de turație din fabricația existentă, ținînd cont de aspectele fabricației, adaptare la turbina hidraulică, încercare, exploatare ;

— crearea de noi tipuri de regulatoare de turație sau de regulatoare specializate, de noi tipuri de sisteme de reglaj utilizînd soluții de principiu, noi ;

— proiectarea sistemelor de reglaj specifice particularităţilor constructive sau funcţionale ale turbinelor hidraulice.

În cele ce urmează se tratează cîteva din preocupările mai semnificative încadrate în aceste direcţii.

Tipizarea şi modulizarea regulatoarelor realizarea pe bază de licenţă şi prin dezvoltarea licenţei

Prin achiziţionarea licenţei de fabricaţie de regulatoare de turaţie de la firma „Neyrpic" — Franţa, s-a beneficiat de concepţia şi know-how-ul pentru fabricarea regulatorului de turaţie electrohidraulic RT 81 şi a regulatorului de turaţie mecanohidraulic 570. Ambele regulatoare sînt capabile, prin alegerea unei componenţe corespunzătoare, să satisfacă funcţiile reglajului primar pentru orice tip şi orice mărime de turbină hidraulică. Unele date despre aceste regulatoare sînt prezentate la bibliografie [3].

Regulatorul de turaţie electrohidraulic. Prin concepţia licenţiatorului, regulatorul a fost tipizat în privinţa părţii electrice şi în privinţa unor grupe componente ale părţii mecanohidraulice. Ultimul etaj al regulatorului, cel de amplificare şi comandă a servomotoarelor turbinei hidraulice, se realizează printr-unul, două, sau mai multe distribuitoare hidraulice (funcţie de tipul turbinei hidraulice), de diferite mărimi dimensionale (funcţie de mărimea sevomotoarelor comandate). Există, astfel, în vederea satisfacerii unor cerinţe largi de debite, trei mărimi dimensionale de distribuitoare, Dn 30, Dn 65 şi Dn 125.

În concepţia de organizare a părţii mecanohidraulice (anterioară acţiunii de tipizare), această parte era amplasată într-un „dulap al părţii mecanice", iar grupele de reacţie răs-

Schema de modulizare a regulatorului de turaţie electrohidraulic

Tabelul 1

REGULATOR DE TURAŢIE ELECTROHIDRAULIC	Componenţă :		Simbolizare	EH — 50.30-04F	EH — 50.65-04F	EH — 100.125 04F	EH — 50.30-04K	EH — 50.65-04K	EH — 100.125-04K	EH-50.65-04K	Observaţii
		parte electrică	Dulap cu echipament de comandă	×	×	×	×	×	×	×	Poate fi cu sau fără sincronizare
			Sertar sistem copiant	—	—	—	×	×	×	×	
			Circuit de protecţie								Se include în componenta turbinelor la care $n_{amb} > 1{,}8n_n$
			Sertar reglaj funcţie de cădere	—	—	—	×	×	×	×	
		parte mecanohidraulică	Bloc convertor 1	×	×	×	—	—	—	—	
			Bloc convertor 2	—	—	—	×	×	×	×	
			Bloc comandă AD Dn 30	×	—	—	×	—	—	—	
			Bloc comandă AD Dn 65	—	×	—	—	×	—	—	
			Bloc comandă AD Dn 125	—	—	×	—	—	×	×	
			Bloc reacţie AD	×	×	×	×	×	×	×	
			Bloc legătură combinatorică	—	—	—	×	×	×	×	
			Bloc comandă rotor Dn 30	—	—	×	×	—	—	—	
			Bloc comandă rotor Dn 65	—	—	—	—	×	—	×	
			Bloc comandă rotor Dn 125	—	—	—	—	—	×	—	
			Bloc reacţie rotor	—	—	—	×	×	×	×	
			Echipament indicare 3	×	×	×	—	—	—	—	
			Echipament indicare 4	—	—	—	×	×	×	×	
	Destinaţie		Tipul turbinei hidraulice *	Francis elicoidală (turbine cu un organ de reglare)			Kaplan, bulb (turbine cu două organe de reglare)				
			Debit de ulei sub presiune la servomotoare în l/s	≤2.5	2,5-16	16-45	≤2,5	16-14	16-45	2,5-10	aparat director / rotor

*) Turbinele de tip Pelton necesită o componenţă specială, tot modulară, funcţie de numărul injectoarelor.

pîndite în instalația turbinei hidraulice, în apropierea servomotoarelor, cu scopul obținerii unor transmisii cît mai precise. Maniera de organizare prezenta dezavantajul principal de a avea mai multe mărimi de „dulapuri mecanice", funcție de tipul și de mărimea turbinei hidraulice, dulapuri care totuși nu puteau include întreaga parte mecanohidraulică.

Prin acțiunea de tipizare, partea mecanohidraulică s-a organizat în blocuri (funcționale), convertoare, de comandă, de reacție, fiecare constituind un subansamblu format la rîndul lui din grupele principale care existau și anterior. S-a creat, astfel, o structură modulară, care — aleasă corespunzător — poate echipa orice tip de turbină hidraulică de orice mărime, excluzîndu-se gruparea unor părți mecanohidraulice într-un dulap.

Organizarea pe blocuri se prezintă în tabelul 1, din care rezultă atît variantele posibile de formare a regulatoarelor cu simbolizarea corespunzătoare, cît și destinația funcție de mărimea și tipul turbinei hidraulice. Se

Simbolizarea din tabel exprimă :

— EH — electrohidraulic ;
— 50, (100) — diametrul sertarului distribuitorului hidraulic ;
— 30, (65), (125) — mărimea dimensională Dn a distribuitorului hidraulic ;
— 04 — numărul variantei constructive ;
— F, (K) — inițiala tipului de turbină pentru care este destinat.

Rolul funcțional al fiecărui bloc în cadrul regulatorului rezultă din schema — bloc a unui regulator de turație pentru o turbină cu două organe de reglare (de ex. EH — 100.125/50.65—04 K, prezentată în fig. 1).

Modulizarea regulatorului de turație electrohidraulic (varianta 04) prezintă în principal următoarele **avantaje :**

— simplificarea constructivă prin eliminarea „dulapului mecanic" ;

— reducerea greutății regulatorului și deci manevrarea mai ușoară a blocurilor ; cu excepția blocului de comandă AD Dn 125 și a blocului de comandă rotor Dn 125, toate blocurile se pot manevra nemecanizat ;

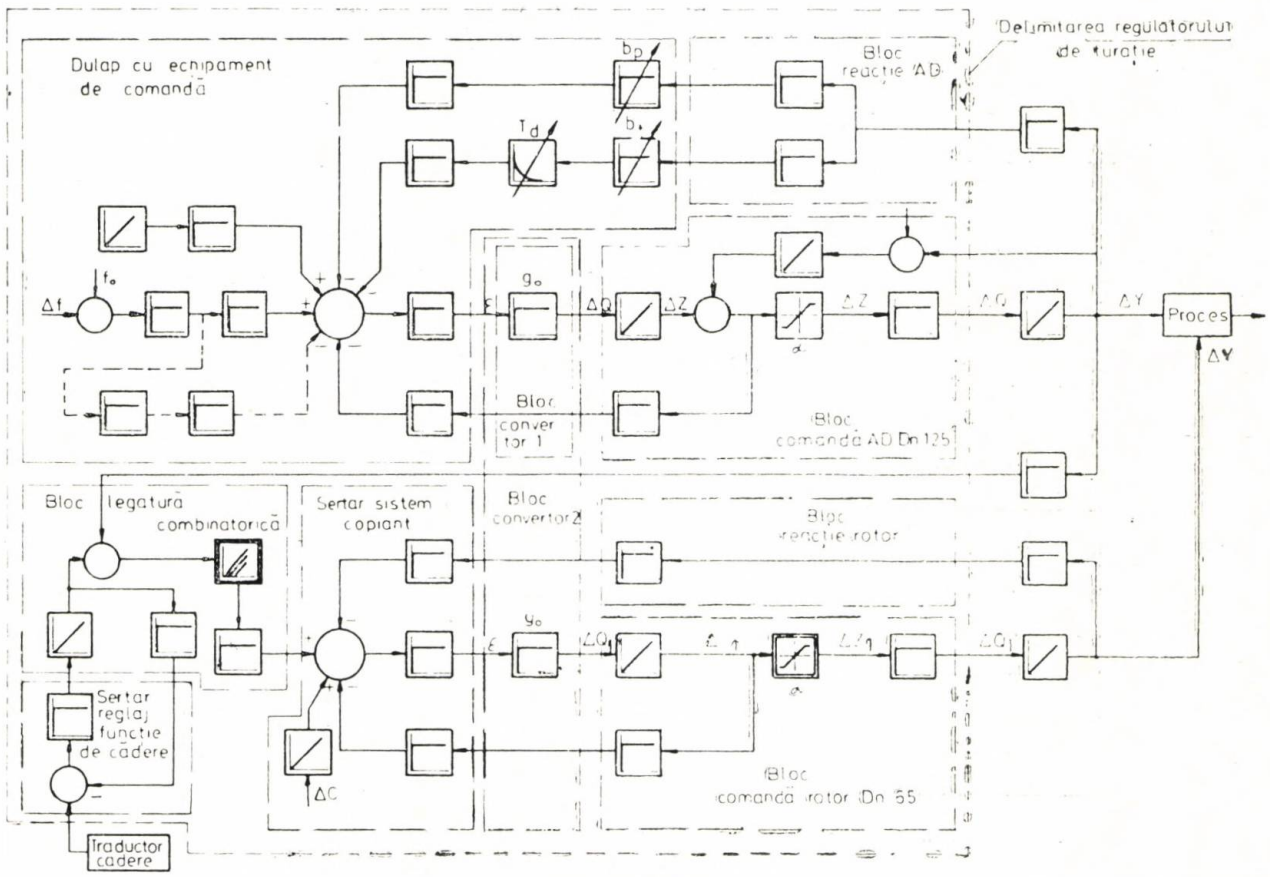


Fig. 1 Schema bloc a regulatorului de turație electrohidraulic.

pot, astfel, forma, prin utilizarea a 6 blocuri funcționale (unele avînd mai multe mărimi), 7 componențe de regulatoare de turație electrohidraulice.

— disponibilitatea mare în proiectare pentru constituirea unui regulator adecvat turbinei hidraulice, de exemplu regulatorul EH — 100.125/50.65 — 04 K, un caz particular ;

— fixarea temeinică a distribuitoarelor hidraulice direct pe beton armat ;

— posibilitatea unor intervenţii uşoare în exploatare la toate grupele componente ale regulatorului.

Ca **dezavantaje** enumerăm :

— montarea mai pretenţioasă a regulatorului în CHE, blocurile fiind răspîndite în instalaţie (dezavantaj, care reprezintă însă un avantaj funcţional) ;

Confecţionarea la montaj în CHE a unor conducte de ulei interne regulatorului (de exemplu, conductele dintre blocul convertor şi blocurile de comandă) şi lungimea acestora faţă de varianta cu dulap mecanic ;

— soluţie constructivă mai puţin estetică, avînd în vedere că ne-am obişnuit cu soluţii compacte.

Regulatorul de turaţie mecanohidraulic. Comparativ cu regulatorul de turaţie electrohidraulic, regulatorul mecanohidraulic are toate elementele, inclusiv cele de reacţie, în cadrul unei construcţii compacte sub formă de dulap. Similar, ca şi la regulatorul electrohidraulic, mărimea acestui dulap depinde de mărimea şi numărul distribuitoarelor hidraulice (sertarelor) regulatorului, deci de mărimea şi tipul turbinei hidraulice pe care o echipează. Pentru a evita acest neajuns, pornind de la ideea modulizării regulatorului, s-a procedat la :

— organizarea distinctă, separat de regulator, a părţii care comandă organul secundar de reglare, paletele rotorului, parte care s-a denumit sistem copiant ;

— rezolvarea constructivă a dulapului, atît pentru regulator cît şi pentru sistem copiant de aşa manieră încît acesta include numai suprastructura regulatorului (sistemului copiant), parte inferioară (constituită din distribuitorul hidraulic) rămînînd neînglobată în dulap.

S-a creat, astfel, posibilitatea utilizării, în funcţie de necesitate, a oricărei mărimi dimesionale de distribuitor hidraulic (Dn 30, Dn 65, Dn 125), utilizînd aceeaşi suprastructură înglobată în dulap (care a devenit, de fapt, o ~~capotă~~).

În cadrul acţiunii de dezvoltare a licenţei regulatorului mecanohidraulic, s-a conceput regulatorul RMH — 76, a cărei schemă de modulizare se prezintă în tabelul 2.

Similar, s-a conceput şi sistemul copiant mecanohidraulic SCMH — 2, pentru care schema de modulizare se prezintă în tabelul 3.

Atît regulatorul cît şi sistemul copiant au aceeaşi formă a capotei (suprastructurii), în primul rînd din considerente de raţionalizare şi apoi pentru asemănare în cazul în care, împreună, echipează o turbină cu două organe de reglare, de tip Kaplan.

Simbolizarea din tabelele 2 şi 3 exprimă :

— RMH — 76 — regulator mecanohidraulic proiectat în anul 1976 ;

— SCMH 2 — sistem copiant mecanohidraulic varianta 2 ;

— 50, (100) — diametrul sertarului distribuitorului hidraulic ;

— 30, (65), (125) — mărimea dimensională Dn a distribuitorului hidraulic.

Schema de modulizare a regulatorului RMH—76

Tabelul 2

REGULATOR DE TURAŢIE MECANOHIDRAULIC		Simbolizare	RMH-76-50.30	RMH-76-50.65	RMH-76-100.125	Observaţii
	Componenţă	Regulator RMH-76 echipat cu :	×	×	×	
		— Sertar DE 50.30	×	—	—	
		— Sertar DE 50.65	—	×	—	
		— Sertar DE 100.25	—	—	×	
		Echipament indicare 3	×	×	×	numai pt. cazul regulator fără sistem copiant
		Echipament indicare 4	×	×	×	numai pt. cazul regulator împreună cu sistem copiant
	Destinaţie	Tipul turbinei hidraulice	Francis, elicoidală (turbine cu un organ de reglare) şi Pelton cu un injector			*
		Debit de ulei sub presiune la servomotoare în l/s	≤2,5	2,5-16	16-45	

*) Poate echipa şi o turbină Kaplan dar numai împreună cu sistem copiant pentru comanda paletelor rotorului

Schema de modulizare a sistemului copiant SC MH—2

Tabelul 3

		Simbolizare	SCMH-2-50.30	SCMH-2-50.65	SCMH-2-100.251	Observaţii
SISTEM COPIANT MECANOHIDRAULIC	Componenţă	Sistem copiant SCMH-2 echipat cu :	×	×	×	
		— Sertar DE 50.30	×	—	—	
		— Sertar DE 50.65	—	×	—	
		— Sertar DE 100.125	—	—	×	
		Sertar reglaj funcţie de cădere	×	×	×	numai cînd se cere această funcţie
	Destinaţie	Tipul turbinei hidraulice	Kaplan, pentru comanda organului secundar de reglare, paletele rotorului			*
		Debit de ulei sub presiune la servomotor în l/s	≤2,5	2,5-16	16-45	

*) Nu se recomandă utilizarea la turbine Pelton cu mai multe injectoare şi nu este adecvat pentru turbine de tip bulb.

Modulizarea regulatorului şi a sistemului copiant prezintă, în principal, următoarele **avantaje :**

disponibilitatea mare în proiectare pentru construirea regulatorului adecvat turbinei hidraulice, ţinînd cont de tipul şi mărimea acesteia ;

— fixarea temeinică a distribuitoarelor direct pe beton armat ;

— posibilitatea unor intervenţii uşoare în exploatare, avînd în vedere accesul comod la grupele regulatorului (sistemului copiant) ;

— posibilitatea utilizării sistemului copiant împreună cu un regulator de turaţie electrohidraulic.

Ca **dezavantaj,** comparativ cu soluţiile constructive anterioare, poate intra, eventual, în discuţie estetică intrastructurii, parte care are conducte de ulei aparente.

Crearea unor sisteme de reglaj cu funcţii redus pentru turbine hidraulice mici racordate la sistemul energetic

Caracteristici statice ale turbinelor hidraulice, generatoarelor şi consumatorilor. Analizînd dependenţa momentului unei turbine hidraulice constatăm că este o funcţie de debit, turaţie, cădere şi randament, adică $M_t = f(Q, n, H, \eta_T)$. Dacă ţinem cont că debitul turbinei este determinat de deschiderea aparatului director a_o, atunci $M_t = f(a_o, n, H, \eta_T)$. Această funcţie se numeşte caracteristică statică a turbinei hidraulice sau caracteristică de momente. Se obţine din caracteristică statică a modelului $M_t' = f(n_1', Q_1', \eta_M)$.

Alura caracteristicii statice, pentru toate tipurile de turbine hidraulice, demonstrează că la mărirea turaţiei turbinei momentul dezvoltat scade. Această proprietate se numeşte efect de autoreglare şi se exprimă cantitativ prin coeficientul de autoreglare e_t care are expresia :

$$e_t = \frac{dM_t}{dn} \cdot \frac{n_{nom}}{M_{t\,nom}},$$

iar valoric totdeauna este negativ.

Caracteristica statică a generatorului şi a consumatorilor are, la fel, proprietatea efectului de autoreglare numai că, întrucît caracteristica depinde de structura consumatorilor, coeficientul de autoreglare al reţelei e_g, poate fi atît negativ, zero sau pozitiv. În literatură [4] este vehiculat termenul de coeficient de autoreglare în putere K_g :

$$K_g = e_g + 1$$

Dacă se admite că tensiunea generatorului se menţine automat constată, atunci puterea activă P, cerută de consumatori, care este o funcţie de tensiune U şi de frecvenţă curentul f, se poate exprima :

$$P = P_o + P_f,$$

în care :

P_o — puterea activă la frecvenţa nominală, 50 Hz ;

P_f — putere cerută de consumatori, variabilă cu frecvenţa (turaţia generatorului) ;

Trecînd la ecuaţia în momente :

$$M_g = M_{go} + M_{gn},$$

punem în evidenţă termenul M_{gn}, momentul reţelei variabil cu turaţia, funcţie de struc-

tura consumatorilor. În figura 2 se dau calitativ funcțiile acestui termen cît și valorile K_g și e_g după cum urmează :

$e_g < -1$, $k_g < 0$,
pentru rețea activ — inductivă ;

$e_g = -1$, $k_g = 0$,
pentru rețea activă (aparataj de iluminat și încălzit) ;

$e_g = 0$, $k_g = 1$,
pentru rețea cu moment constant (mașini-unelte) ;

$e_g = 1$, $k_g = 2$,
pentru rețea cu moment proporțional cu frecvența (turația) ;

$e_g = 2$, $k_g = 3$,
pentru rețea cu moment proporțional cu pătratul turației (electropompe, electrocompresoare etc).

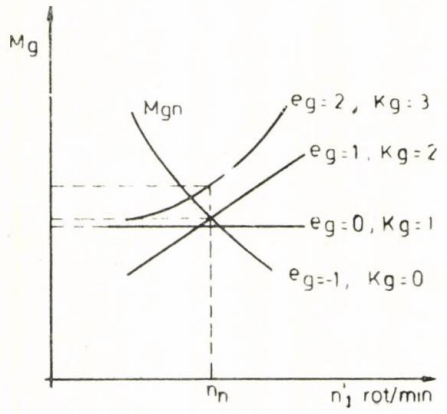


Fig. 2 Caracteristici statice de rețele (generator).

În realitate rețeaua fiind o combinație (aparate, mașini, etc) coeficienții e_g și k_g vor avea valori intermediare.

Coeficientul de autoreglare al rețelei se exprimă analog cu cel al turbinei :

$$e_g = \frac{dM_g}{dn} \cdot \frac{n_{nom}}{M_{g\,nom}}$$

Ansamblul format din turbina hidraulică, generatorul și rețeaua consumatorilor este denumit sistem controlat și este caracterizat prin coeficientul de autoreglare e_n.

$$e_n = e_g - e_t$$

Cu cît valoarea e_n este mai mare, cu atît variația de turație în rețea, la modificarea momentului acesteia, va fi mai mică.

Am examinat caracteristicile și coeficienții de autoreglare de mai sus, pentru a putea analiza ce se întîmplă într-un sistem controlat la modificarea momentului rețelei, pentru cazul în care turbina hidraulică nu are regulator automat de turație. Pentru aceasta, în figura 3, sînt reprezentate caracteristica statică a unei turbine de tip Francis și a unei rețele cu moment proporțional cu turația ($e_g = 1$).

Punctul de intersecție al caracteristicilor, punctul 0, caracterizat de turația n_n, determină regimul stabilizat de funcționare al agregatului. La modificarea momentului rețelei cu ΔM_g, are loc o translație a caracteristicii statice a rețelei ; noul punct de funcționare este O_1, caracterizat de turația n_1. Momentul turbinei s-a schimbat, de asemenea prin schimbarea turației, dar fără să se fi intervenit prin aparatul director pentru schim-

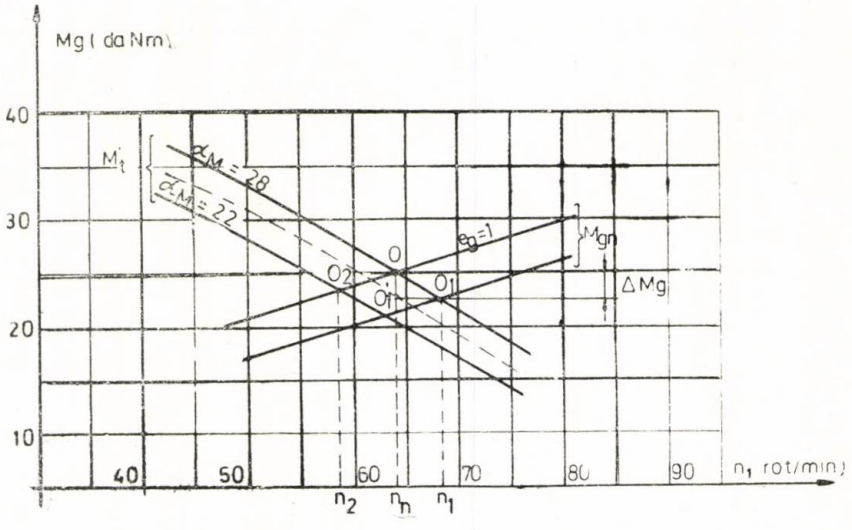


Fig. 3 Caracteristica statică a unei turbine de tip Francis cu hidrogenerator cuplat la rețea.

barea debitului. Identic, dacă modificăm momentul turbinei, prin modificarea debitului se obține un alt punct de funcționare caracterizat prin n_2. Se observă că reglajul primar al turbinei hidraulice nu intervine în nici una din cele două situații, pentru a corecta turația la cea nominală n_n. Gama de variație a turațiilor depinde de valoarea coeficienților de autoreglare e_t și e_g. Cea mai mică abatere a turației are loc pentru o rețea cu coeficient cît mai mare și o turbină cu coeficient cît mai mic. Deci caracteristica statică a sistemului controlat nu poate fi impusă, ci rezultă. Pentru exemplul din figura 3, $e_n = 1 - (-1,19) = 2,19$.

Dacă admitem că turbina are regulator automat de turație, la modificarea momentului rețelei cu ΔM_g, acesta intervine și modifică valoarea momentului turbinei (prin debit), iar punctul de funcționare devine 0_1, caracterizat de o turație guvernată de caracteristica statică a regulatorului. În acest caz, caracteristica statică a sistemului controlat se poate impune prin regulator.

În realitate, în cazul funcționării agregatului într-un sistem energetic puternic și într-un caz și în celălalt, la modificarea momentului rețelei, turația agregatului (frecvența) este impusă de sistem; regulatorul nu face decît să modifice cota de participare a agregatului la sistem, potrivit caracteristicii lui statice și, bineînțeles, realizează funcțiile reglajului primar specificat la începutul lucrării. În cazul absenței regulatorului, agregatul nu-și modifică cota de participare, decît ca urmare a modificării frecvenței sistemului.

Condiții. Dacă în privința caracteristicilor, un agregat poate funcționa fără regulator, racordat la un sistem energetic, mai este necesar să se analizeze condițiile de stabilitate la mersul în gol și la funcționarea în sistem.

La mersul în gol, este necesar ca agregatul (aducțiunea, partea de scurgere, turbina, mașina electrică) să nu fie generatorul unor oscilații de frecvență care să îngreuneze sincronizarea sa cu sistemul. Din practică, se știe că, în cazul unei proiectări corecte, aceste oscilații, care oricum există, nu îngreunează sincronizarea agregatului.

Din punct de vedere al stabilității în sistem, întrucît condițiile de stabilitate ale agregatelor participante la sistem sînt diferite, se poate profita de condițiile bune de stabilitate ale unora, pentru a le asocia agregate instabile, pe o rețea izolată, sau agregate fără regulator, cu condiția ca acestea să fie în număr redus și de importanță redusă în privința puterii.

Se deduce că atît din considerente de obținere a unei stabilități permanente a sistemului energetic (convenabil pentru că se opune în mod eficace fluctuațiilor normale ale încărcării sistemului), cît și din considerente de asigurare a stabilității, nu este necesar ca toate agregatele să participe în egală măsură la reglajul frecvenței. Deci, unele agregate mici pot avea regulatoare cu zonă de insensibilitate mare, regulatoare discontinue, sau pot să nu aibă regulatoare. Pentru a se realiza, totuși, funcțiile reglajului primar specificate în introducere la punctele b și c, agregatul (turbina) trebuie prevăzut cu un sistem de comandă.

Soluții principale privind sistemele de reglaj. În general, alegerea tipului de regulator depinde de rolul și de utilizarea agregatului în rețea, cît și de eventuala funcționare într-o rețea izolată. În practica europeană există următoarele criterii:

— pentru agregatele cu puteri de peste 50 MW se cer regulatoare automate de turație cu sensibilitate mai mică de $2 \cdot 10^{-4}$;

— întrucît costul regulatoarelor de turație este practic independent de mărimea agregatului pe care-l echipează, este justificat de a nu echipa cu regulatoare decît agregate de putere suficient de mare, capabile să aducă o contribuție eficace în sistemul energetic [1];

— agregatele cu puteri mai mici se echipează cu regulatoare simplificate, sau nu se echipează cu regulatoare, închiderea aparatului director făcîndu-se cu servomotor cu arc sau cu ulei sub presiune. Limita sub care nu se prevede regulator este 0,5 MW în Polonia, 5 MW în Italia, 10 MW în Franța. În Franța se admite ca 20% din puterea (hidro) instalată să fie echipată cu regulatoare simplificate (ca acțiune discontinuă) și jumătate din aceste 20% sînt agregate care pot să nu fie echipate cu regulatoare, comanda lor făcîndu-se printr-un servomotor de tip poziționer [2];

— în Franța, se echipează cu regulatoare automate de turație, cu acțiune continuă, hidroagregatele cu putere unitară de cel puțin 30 MW (la centralele cu ecluzare pronunțată, 20 MW). Între această limită și 10 MW se prevăd regulatoare cu zone de insensibilitate de 0,4%, cu acțiune discontinuă. Firma „Neyrpic" a construit între 1967 și 1973 50 bucăți de asemenea regulatoare, de care le-a instalat la:

— 28 turbine Francis, cu puteri între 1,8÷28,7 MW;
— 12 turbine Pelton, cu puteri între 5,33÷39 MW;
— 7 turbine Kaplan, cu puteri între 4÷35 MW;
— 3 turbine-bulb, de 23,2 MW, [2].

La C.C.S.I.T.E.H. Reșița s-a proiectat atît regulatorul de turație cu acțiune discontinuă, cît și sistemul de comandă (reglare) de tip poziționer.

Prototipul regulatorului cu acțiune discontinuă, pe care s-au făcut experimentările, a fost instalat în CHE Gilău, la o turbină de tip Kaplan de 5,7 MW și se află în exploatare din 1977. Principial, problemele cercetării au fost clarificate, dar din punct de vedere constructiv i se pot aduce unele îmbunătățiri. Regulatorul poate fi utilizat la toate tipurile de turbine hidraulice.

În privința sistemului de tip poziționer, s-au conceput două soluții de principiu și anume :

— sistem de reglare cu acțiune discontinuă SRD ;
— sistem de reglare cu acțiune continuă SRC.

Sistemul SRD a fost instalat în CHE Pucioasa, la ambele agregate cu turbine Francis de 1,05 MW. Se află în exploatare din aprilie 1979. Sistemul a mai fost prevăzut la :

— CHE Bucecea, pe un agregat cu turbină elicoidală de 1,18 MW ;
— CHE Cibin, pe un agregat cu turbină Francis de 3,78 MW ;
— CHE Rogojești, pe un agregat cu turbină elicoidală de 1,49 MW și pe un agregat cu turbină Francis orizontală de 0,4 MW.

agregate încă nepuse în funcțiune.

Principial, sistemul este de tipul „totul sau nimic" și se bazează în acțiunea sa, pe un traductor, releu de deplasare electromecanic, montat pe servomotorul aparatului director. Constructiv, se compune dintr-un mic grup de pompare, prevăzut cu echipamente hidromecanice din fabricație de serie și funcționează la presiunea 64 sau 100 bari. Închiderea de avarie se realizează printr-un servomotor cu arc, pentru cazul forțelor mai mici (ex. la CHE Bucecea, Rogojești, Pucioasa), sau prin prezența în instalație a unui acumulator hidropneumatic cu azot, pentru cazul forțelor mai mari, Sistemul SRD este conceput tipizat, pe trei mărimi dimensionale, funcție de volumul servomotorului aparatului director : pînă la 2,21, între 2,2 și 5,1 și între 5 și 8,1.

Sistemul SRC se bazează pe acțiunea unui sertar de distribuție cu acțiune continuă, guvernat de un poziționer cu pîrghie, prevăzut cu reacție rigidă de la servomotorul comandat. Sistemul necesită grup de ulei sub presiune. Un asemenea sistem a fost prevăzut la CHE Scropoasa, la o turbină de tip Francis de 6,25 MW, încă nepusă în funcțiune.

Pornind de la aceste soluții de principiu privind simplificarea sistemelor de reglaj și renunțarea la regulatoare la turbinele hidraulice de puteri mici, cuplate cu generatoare

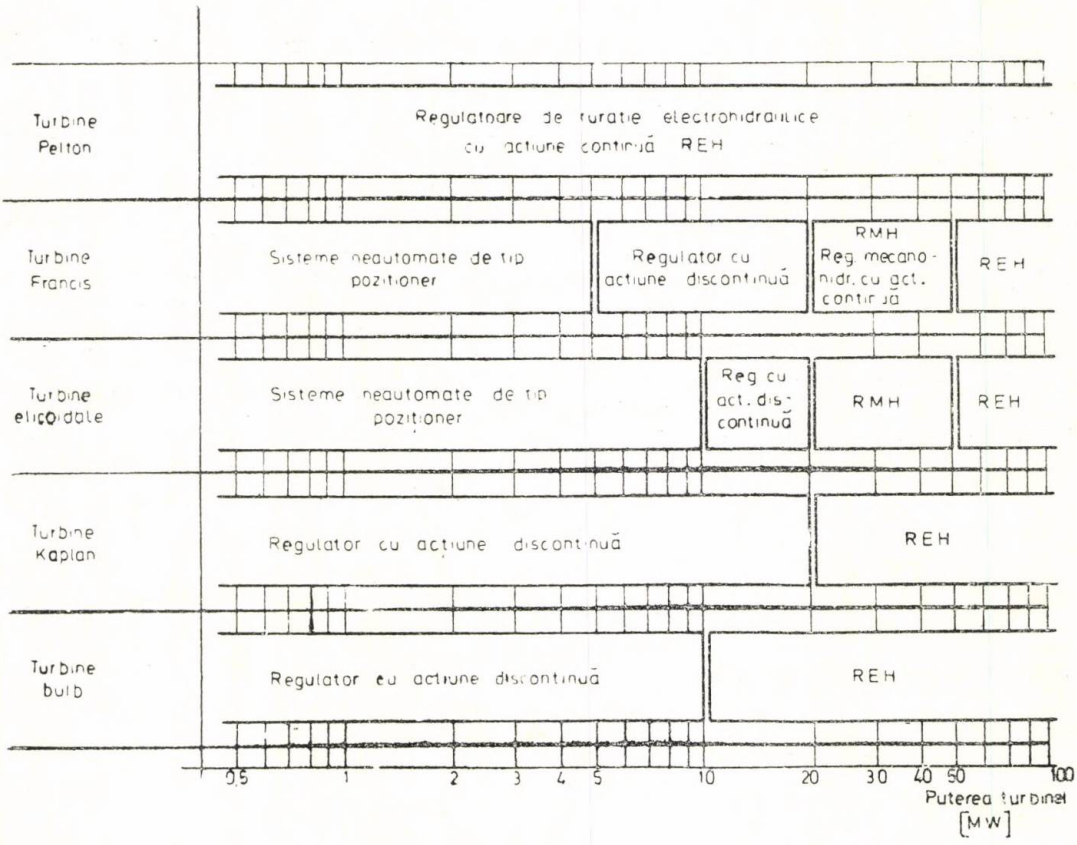


Fig. 4 Propunere de echipare a turbinelor cu regulatoare sau sisteme de comandă.

racordate întotdeauna la sistemul energetic, C.C.S.I.T.E.H. a conceput o propunere de echipare a turbinelor hidraulice funcție de tipul și mărimea acestora, prezentată în figura 4.

Propunerea definește posibilitățile de echipare și prezintă limitele de putere pentru fiecare soluție de echipare, limite care nu sînt rigide; ele pot fi reașezate funcție de diferite considerente, privind sistemul energetic, condițiile de exploatare, concepția beneficiarului etc.

Printre **avantajele** pe care le prezintă echiparea cu sisteme de reglaj fără regulatoare amintim:

— simplificarea echipamentului, creșterea fiabilității;

— reducerea consumului de metal;

— reducerea costului instalației;

— simplificarea exploatării și întreținerii.

Principalul **dezavantaj** este că aceste agregate nu vor putea funcționa pe o rețea izolată.

Alte preocupări

În direcția de preocupări privind proiectării sistemelor de reglaj specifice particularităților constructive sau funcționale ale turbinelor hidraulice merită amintite două sisteme de reglaj speciale:

— sistemul de reglaj turație și sistemul de reglaj presiune pentru instalația de turbine Francis, cu putere unitară de 170,5 MW și de foarte înaltă cădere (526 m), pentru CHE Retezat. Combinația dintre cele două sisteme conduce la limitarea creșterii de presiune în camera spirală și la limitarea creșterii de turație, în timpul proceselor tranzitorii. Sistemul de reglaj presiune se bazează pe regulatorul de presiune (ventil sincron) cu acționare mixtă apă — ulei, capabil să descarce o parte din debitul aducțiunii prin by-pasarea turbinei. Caracteristic combinației este că aparatul director se închide rapid, numai dacă are loc deschiderea regulatorului de presiune;

— sistemul de reglaj pentru instalația de turbine hidraulice de tip bulb, reversibile, cu putere unitară de 13,7 MW, pentru CHE Slatina. Sistemul este prevăzut cu un regulator de turație electrohidraulic. În regimul de pompare aparatul director este blocat la o anumită deschidere, iar paletele rotorului manevrate prin sistemul copiant corespunzător obținerii de pompare necesare.

Dintre preocupările actuale și cele de viitor apropiat amintim:

— realizarea unui regulator de turație electrohidraulic, fără generator sincron de reglaj, cu posibilitate de funcționare în reglaj automat de putere;

— realizarea unui sistem de tip SRC, utilizînd grupe din cadul regulatoarelor licență. Împreună cu un sistem copiant SCMH ar putea echipa turbine Kaplan de mică putere;

— realizarea unui regulator automat de turație mecanohidraulic, prevăzut cu grup de ulei sub presiune propriu, pentru turbine hidraulice mici;

— realizarea unui microregulator automat pentru microturbine prevăzute să funcționeze automat pe rețele izolate.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: Eléctricité de France. Service national. Circulaire relative aux spécifications de regulateurs éléctriques de vitesse pour turbines hydrauliques destinés aux aménagements de production d'énergie éléctrique. Edition Avril 1966, pag. 4.

[2] * * *: Nations Unies — Conseil économique et social. Commission économiques pour l'Europe. Comité de l'energie éléctrique. „Amelioration des metodes de conception, de construction et d'exploitation des centrales hydro — éléctriques et modernisations des centrales hydro — éléctriques existantes, compte tenu de leur rôle dans les grandes reseaux" Note du secrétariat 18 avril 1974.

[3] *Onea, D.:* Sistem de reglaj automat al turației pentru turbinele hidraulice fabricate în R.S. România. In „Construcția de mașini", 27 (1975), nr. 7, pag. 329.

[4] *Pivovarov, V.A.:* Proectirovanie i rasciot sistem regulirovania ghidroturbin. Editura Mașinostroenie, Leningrad, 1973.

CZ : 621.22

Calculul etanșărilor vanelor fluture proiectate la C.C.S.I.T.E.H. Reșița

Ing. Ioan **SMOCZER** — C.C.S.I.T.E.H. — Reșița

Introducere

Etanșarea discului vanelor-fluture se rezolvă prin soluții constructive adecvate rolului funcțional, condițiilor de lucru și posibilităților tehnologice cît mai economice. Părțile etanșate la un disc al unei vane fluture sînt periferia discului și zona fusurilor. În cîteva cazuri speciale ultima parte lipsește, dar acest caz apare numai la vane cu încărcare „$p\ D^2$" mică.

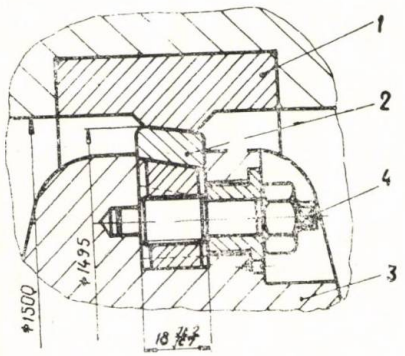
Determinarea momentului necesar pentru asigurarea etanșării periferiei discului nu este rezolvată pînă în prezent, lucru ce se propune în prezenta temă. Ipotezele simplificatoare admise vor fi :

— neglijarea deformărilor ce apar atît la carcasă cît și la discul vanei, cauzate de presiunea apei din amonte (în poziția „închis") ;

— analiza fenomenului, după o durată de timp suficient de mare de la închidere, astfel ca momentul de frecare din fusuri să poată fi considerat practic zero (cazul cel mai nefavorabil) ;

— neglijarea deformărilor provocate de presiunea de contact între cuplurile de etanșare.

Prima și ultima ipoteză sînt necesare pentru a putea aplica formula de bază a etanșării, prin contactul între două materiale cu caracteristici date relația (1).



a

Fig. 1 Diverse tipuri de etanșări ale discului la vanele-fluture.a-cu. garnitură metalică reglabilă ; b-cu garnitură metalică nereglabilă ; c-cu garnitură metalică glisantă ; d-cu garnitură de piele reglabilă ; e-cu garnitură de piele nereglabilă ; f-cu garnitură de cauciuc nereglabilă.

Tipuri de etanșări folosite la periferia vanelor-fluture

Etanșarea periferiei discului vanelor-fluture prezintă o varietate constructivă diversă care depinde în general de :

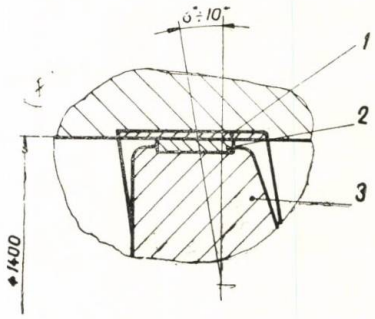
— durata de servici impusă de condițiile de exploatare și posibilitățile de înlocuire ;

— gradul de agresivitate al apei (sau al organismelor ce se găsesc în ea) precum și eroziunea posibilă ;

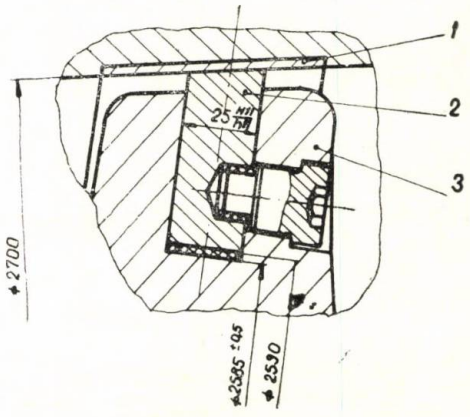
— mărimea pierderilor admise în poziție închisă ;

— particularitățile constructive ale vanei.

La vanele proiectate în cazul C.C.S.I.T.E.H. — Reșița s-au utilizat și se prevăd a se utili-



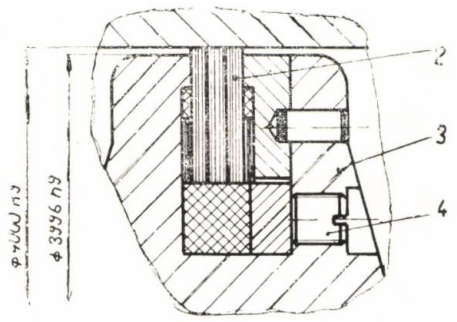
b



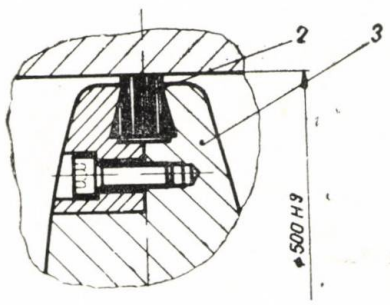
c

za, soluțiile constructive redate în figura 1 (a, b, c, d, e, f), unde cifrele au următoarea semnificație :

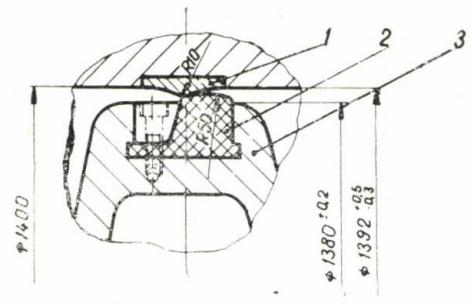
1 — scaunul din carcasă ; 2 — segmentul din disc ; 3 — discul ; 4 — dispozitiv de reglare a etanșării.



d



e



f

Dintre acestea, tipul „a" este cel mai complicat d.p.v. al uzinării, dar este soluție unic posibilă în cazurile specifice și astfel de construcții au mai fost realizate în SUA, URSS, Franța și Austria.

Tipul de etanșare „d" este foarte avantajos atît din punct de vedere al uzinării, cît și al duratei și al reglabilității în timpul funcționării (pielea are o durată de 15—20 ani în cazul unor manevre nu prea dese). Această so'uție este aplicată la UHE Lotru (vanele VF 400—125), după documentația de referință a firmei Neyrpic (Franța).

Tipul „f" este aplicat la vanele VF 140—100, executate pentru UHE Vilsan, Paltin, baraj Poiana Uzului, etc.

Dezavantajul de bază este durabilitatea redusă a cauciucului, care „îmbătrînește" după 3—6 ani, prin urmare trebuie asigurată posibilitatea de golire a conductei forțate în vederea demontării vanei.

Relația de bază pentru etanșarea discului. Relația care trebuie satisfăcută în vederea asigurării unei etanșări, cu o oarecare aproximație și în cadrul ipotezelor enunțate este, după [1] [2] :

$$q = \frac{c + K_v}{\sqrt{b}} \tag{1}$$

Pentru ca etanșarea să fie asigurată trebuie să fie satisfăcute inegalitățile :

$$q < q_{ef} < q_a \tag{2}$$

unde q_a se referă la cazul cel mai nefavorabil de solicitare și depinde (pe lîngă materialele cuplului) și de faptul dacă există, sau nu, mișcarea relativă între suprafețele cuplului.

Deși această relație este stabilită experimental pentru suprafețe plane, ea poate fi aplicată și în cazurile tipurilor de etanșare de altă formă, dacă se ține cont de aspectul local, intrisec, al solicitării. În cazul nostru este vorba de suprafețe cilindrice, conice și altele.

Etanșări metal pe metal

Aceste etanșări, după cum s-a mai arătat, se folosesc în cazul vanelor de servici, în fața turbinelor care se manevrează la fiecare oprire-pornire fără vană de revizie în amonte, precum și în cazul golirilor de fund la baraje, fără posibilitate de golire a conductei.

Etanșarea cu segmenți reglabili (φ max = 90°C). Vom începe prin analiza condițiilor de etanșare la tipul din figura 1 a. După cum se observă, etanșarea se realizează pe două suprafețe conice cu înclinație opusă la cele două jumătăți de disc, după cum rezultă din figura 2.

Ținînd cont de frecare, valoarea momentului elementar va fi (după fig. 2 c) :

$$dM = dF \cdot y(\sin\beta + \mu\cos\beta) \tag{3}$$

unde :

$$dF = qdS = qbdS = qbr_m d\gamma_m \tag{4}$$

$$y = r_m \cos\gamma_m \tag{5}$$

$$\mu = \operatorname{tg}\varphi'$$

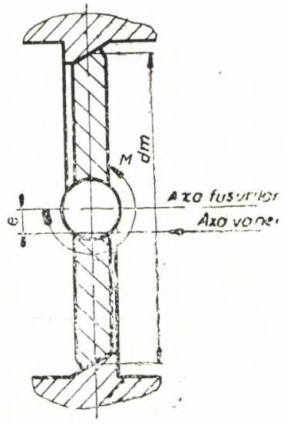
Cu acestea vom avea pentru momentul total :

$$M = 4\int_{\gamma_m=0}^{\gamma_M} qbr_m^2 \frac{\sin(\beta+\varphi')}{\cos\varphi'} \cos\gamma_m d\gamma_m =$$

$$= \frac{4qbr_m^2 \sin(\beta+\varphi')}{\cos\varphi'} \int_{\gamma_m=0}^{\gamma_M} \cos\gamma_m d_m$$

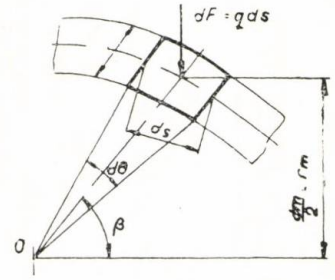
de unde, în urma integrării, rezultă :

$$M = \frac{qbd_m^2}{\cos\varphi'} \sin(\beta+\varphi')\sin\gamma_M$$

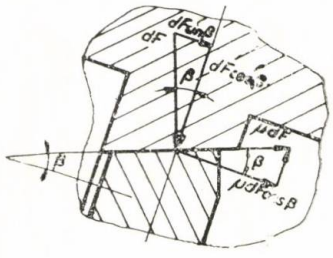


a

Fig. 2 Calculul etanșării reglabile conice, metalice.



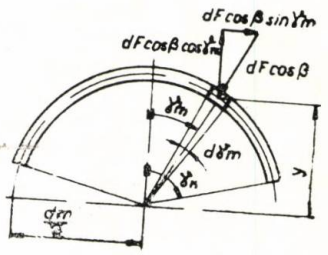
b



c

În relația (6) unghiul γ_M s-a considerat egal pentru cele două jumătăți de disc, lucru perfect adevărat la discuri centrate ; în cazul celor dezaxate, apare, însă, o mică diferență care se poate neglija fără a comite o eroare sensibilă.

Prin urmare, pentru ca să fie asigurată etanșeitatea cuplului de materiale dat, ținînd cont de frecare, trebuie să se asigure momen-



d

tul dat de expesia (6) ; acesta poate fi realizat respectînd ipotezele admise în introducere, momentul contragreutății și momentul hidrostatic al excentricității, adică :

$$M = M_G + M_e = GR_G + p\frac{\pi D^2}{4}e \qquad (7)$$

S-a neglijat momentul de frecare din fusurile vanei, care, din cauza vibrațiilor, se atenuează cu timpul manifestîndu-și influența doar la sfîrșitul închiderii.

Pentru verificare se admite că :

— la vane acționate cu servomotor cu simplă acțiune, momentul maxim este dat de relația (7) ;

— la vane acționate cu servomotor cu dublă acțiune, se mai suprapune, peste efectul momentului dat de (7), și momentul maxim posibil ce-l poate dezvolta servomotorul spre închidere.

În cazul vanelor cu diametru mare (> 1500) și căderi mici (< 100 m c A), se va ține cont și de momentul hidrostatic rezultat din poziția centrului de presiune pe un disc circular (cunoscut din hidrostatică) :

$$M_{hs} = p \cdot \frac{\pi D^2}{4} \cdot K \qquad (8)$$

unde :

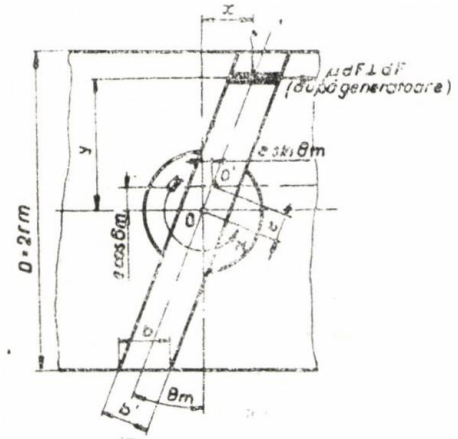
$$K = \frac{I_0}{H\frac{\pi D^2}{4}} = \frac{d^2}{16H} \qquad (9)$$

Valorile practice pentru unghiul β sînt circa 10° iar pentru presiunea de contact admisibilă, ținînd cont că poate apare deplasare relativă între suprafețele de etanșare conice, se admite [1] [2] :

q_d = 200 — 350 daN/cm² (pentru alamă, bronz) ; q_d = 500 — 800 daN/cm² (pentru aliaje dure de tipul sormait, stellit) etc.

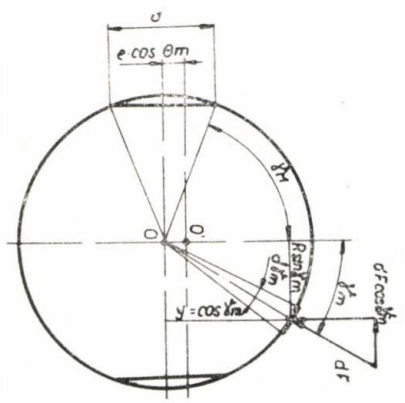
Pasul penelor de reglare se alege astfel ca forța ce revine pe fiecare din pene să nu depășească valorile admisibile ale presiunii de contact.

Etanșarea nereglabilă cu discul înclinat (φ *max* <90). Acest caz este redat în figurile 1 b și c, care prezintă avantajul unei simplificări tehnologice față de cazul precedent.



a

Fig. 3 Calculul discului înclinat (θ) <90°).



b

Schema de calcul este redată în figura 3, de unde, prin considerente analoage cazului precedent, dar ținînd cont de excentricitatea absolută, vom avea :

— pentru jumătatea superioară a discului :

$$dM' = (x - e \cdot \sin\theta_m)\, dF \cos\gamma_m + (y - e \cdot \cos\theta_m)\, \mu dF \qquad (10)$$

— pentru jumătatea inferioară a discului :

$$dM'' = (x + e \cdot \sin\theta_m)\, dF \cos\gamma_m + (y + e \cdot \cos\theta_m)\, \mu dF \qquad (11)$$

deci :

$$M = M' + M'' \qquad (12)$$

unde :

(13)

$$dF = q \cdot ds = q b r_m\, d\gamma_m = \frac{q \cdot b'}{\cos\theta_m}\, r_m\, d\gamma_m$$

$$\gamma_m = \frac{\pi}{2} - \arcsin\frac{d}{D_m} \qquad (14)$$

$$e = \varkappa \cdot r_m \qquad (15)$$

$$y = r_m \cdot \cos\gamma_m$$
$$x = y\,\mathrm{tg}\,\theta_m = r_m \cos\gamma_m + \mathrm{tg}\,\theta_m \qquad (16)$$

$$b = \frac{b'}{\cos\theta_m} \qquad (17)$$

După înlocuirea în (10) și (11) a mărimilor definite prin (13) — (17), integrînd între limitele ($-\gamma_M$) și ($+\gamma_M$) și luînd în considerare (12) se obține, în final după calcule algebrice și analitice :

(18)

$$M_t = \frac{r_m^2 b' q}{\cos\theta_m}\left[(2\gamma_M + \sin 2\gamma_M)\,\mathrm{tg}\,\theta_m + 4\mu \sin\gamma_M\right]$$

Acest caz presupune că presiunea de contact este uniform distribuită pe conturul discului, adică q= constant.

În cazul unor carcase de vană cu zona fusurilor mult mai rigidă față de restul carcasei, se poate admite ipoteza unei repartiții cosinusoidale pentru presiunea de contact, adică :

$$q' = q(1 + m\cos\gamma_m) \qquad (19)$$

unde m este un coeficient subunitar (0.15÷0,4).

În această situație, prin calcule analoage cazului precedent, se obține o relație de forma :

(20)

$$M_t' = \frac{r_m^2 b' q}{\cos\theta_m}\left[(\mu m + \mathrm{tg}\,\theta_m)(2\gamma_M + \sin 2\gamma_M) - \frac{2}{3} m \sin^3\gamma_M + 4(\mu + m\,\mathrm{tg}\,\theta_m)\sin\gamma_M\right]$$

Pentru a putea determina efortul radial curent, ce acționează asupra segmentului de etanșare (fig. 1 c), este necesară o relație de legătură între unghiul de referință γ_M și unghiul θ (definit ca în fig. 4). Expresia forței radiale în orice punct va fi (exprimată prin diferențe finite) :

$$\Delta F_r = \Delta F \cdot \cos\theta \qquad (21)$$

În acest caz se neglijează frecările, care pot dispărea parțial sau total după un timp dat, astfel că solicitările devin maxime. Determinarea solicitărilor radiale este necesară în vederea determinării apăsării pe garnitura de piele a segmentului din figura 1, c.

Pentru determinarea unghiului curent $\theta(0<\theta<\theta_m)$, revenim la figura 4 unde se observă că problema se reduce la exprimarea

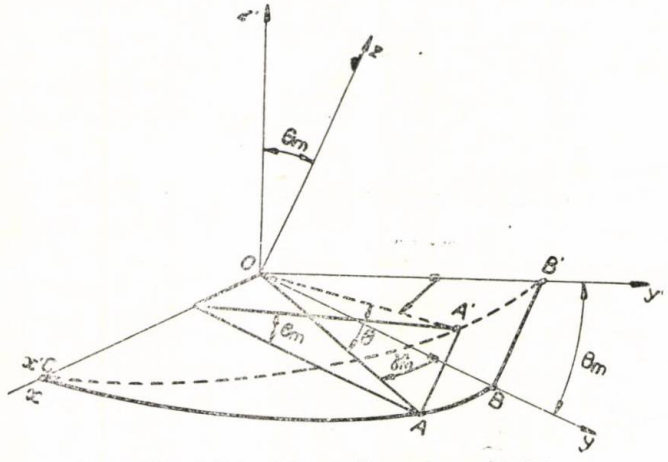


Fig. 4 Calculul analitic al unghiului.

legăturii între coordonatele punctului A (din sistemului Oxyz) aparținînd cilindrului cu axa OZ și a punctului de pe aceeași generatoare dar în sistemul de axe Ox'y'z' rotit față de axa Ox.

Din figura 4 se vede că :

$$\overline{OC}=\overline{OB}=OA=r_m=\frac{D}{2} \tag{22}$$

În sistemul Oxyz coordonatele punctului A' sînt :

$$\left.\begin{aligned} x &= r_m \sin\gamma_m \\ y &= r_m \cos\gamma_m \\ z &= r_m \operatorname{tg}\theta \end{aligned}\right\} \tag{23}$$

Semiaxele elipsei (din Ox'y'z') sînt :

$$\left.\begin{aligned} q_e &= \frac{R}{\cos\theta_m} \\ b_e &= r_m \end{aligned}\right\} \tag{24}$$

Ecuația elipsei în planul Ox'y' este :

$$\frac{y'^2}{a_e^2}+\frac{x'^2}{b_e^2}=1 \tag{25}$$

Prin aplicarea relațiilor de transformare a două sisteme de axe rectangulare în spațiu, ca urmare a unei rotații, avem :

$$\left.\begin{aligned} x &= x'\cos\alpha_1 + y'\cos\alpha_2 + z'\cos\alpha_3 \\ y &= x'\cos\beta_1 + y'\cos\beta_2 + z'\cos\beta_3 \\ z &= x'\cos\gamma_1 + y'\cos\gamma_2 + z'\cos\gamma_3 \end{aligned}\right\} \tag{26}$$

unde :

$$\alpha_1=0\,;\quad \alpha_2=\alpha_3=\beta_1=\gamma_1=90^\circ\,;$$

$$\beta_2=\gamma_3=\theta_m \text{ și } \beta_3=\gamma_2=\frac{\pi}{2}-\theta_m$$

Ținînd cont de (22) — (26), prin înlocuiri succesive, rezultă, după calcule algebrice, ecuația trigonometrică de gradul II în tg θ:

$$\operatorname{tg}^2\theta+2\cos\gamma_m \operatorname{ctg}\theta_m \operatorname{tg}\theta+\cos^2\gamma_m \operatorname{ctg}^2\theta_m-$$

$$-\frac{\cos^2\gamma_m}{\sin^2\theta_m\cos^2\theta_m}=0 \tag{27}$$

a cărei soluție finală, după simplificări (se admite soluția cu semnul „+" în fața radicalului), este :

$$\operatorname{tg}\theta=\cos\gamma_m \operatorname{tg}\theta_m \tag{28}$$

Pentru verificare, se propune schița din figura 5, după care rezultă o demonstrație, printr-un artificiu geometric, simplă și riguroasă. Într-adevăr cu notațiile din figură avem :

$$\operatorname{tg}\theta_m=\frac{\overline{AB}}{\overline{OB}}\,;\quad \operatorname{tg}\theta=\frac{\overline{CD}}{\overline{OD}} \text{ și } \cos\gamma_m=\frac{\overline{OB}}{\overline{OD}}$$

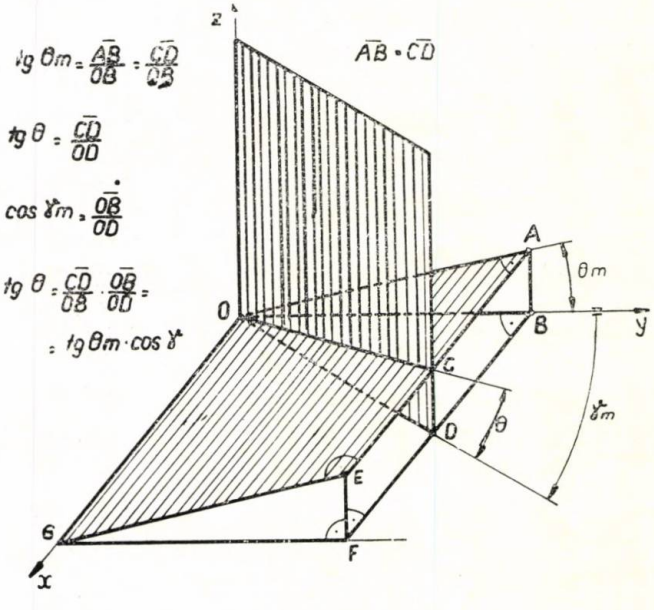


Fig. 5 Verificarea geometrică a relației tg θ = tg θ_m · cos γ_m.

de unde ținînd cont că $\overline{AB}=\overline{CD}$ (dacă $\overline{OA}=\overline{EG}$ și $\overline{GF}=\overline{OB}$) vom avea :

$$\operatorname{tg}\theta=\frac{\overline{CD}}{\overline{OD}}=\frac{\overline{CD}}{\overline{OB}}\cdot\frac{\overline{OB}}{\overline{OD}}=\frac{\overline{AB}}{\overline{OB}}\cdot\frac{\overline{OB}}{\overline{OD}}=$$

$$=\operatorname{tg}\theta_m\cos\gamma_m$$

Deci rezultatul obținut, (27), este într-adevăr corect.

Cunoscînd variația curentă $\theta=f(\alpha)$ cu relația (21), putem determina mărimea forței radiale, care (neglijînd frecările) va produce apăsarea pe garnitura de piele de sub segment și care va trebui să asigure etanșarea interstițiilor segmentului, dar, simultan, și compensarea unor mici deplasări neuniforme ale suprafețelor de etanșare.

Etanșări cu piele și cauciuc pe metal

Aceste tipuri de etanșări sînt prezentate în figurile 1 d, e și f. Utilizarea lor se prevede în condițiile arătate succint, la capitolul 2.

Etanșarea cu segment de piele obținut printr-o tehnologie specială este prezentată în variantă reglabilă (fig. 1 d) și fixă (fig. 1 e). Prima soluție se utilizează la vane mari, importante, unde, cu toată complicația tehnologică suplimentară, se realizează avantajul incontestabil al reglajului avînd apă sub presiune în amonte de discul vanei (avantaj pentru exploatare).

Presiunea de etanșare se realizează pe o suprafață cilindrică datorită apăsării inelului de presare metalic asupra garniturii, de secțiune pătrată, din cauciuc (ținînd cont că, într-un spațiu închis, cauciucul se comportă, în anumite limite, ca un „lichid incompresibil"). Reglajul se asigură cu șuruburile înfundate montate frontal, aproape de periferia discului.

Astfel momentul elementar produs de forța $d\,F$ ce revine pe suprafața elementară $R\cdot d\cdot\gamma_m\cdot b$, va fi :

$$dM=d\cdot F\cdot y \tag{29}$$

unde :

$$dF=R\cdot d\cdot\gamma_m\cdot b\cdot q \tag{30}$$

$$y=R\cdot\cos\gamma_m \tag{31}$$

Stabilind limitele de integrare pe un sfert de cadran al discului vanei avem :

$$M=4\int_{\gamma_m=0}^{\gamma_m} R^2\cdot b\cdot q\cdot\cos\gamma_m\cdot d\gamma_m= \tag{32}$$

$$=4R^2\cdot b\cdot q/\sin\gamma_m\Big|_{\gamma=0}^{\gamma_M}=4R^2\cdot b\cdot q\cdot\sin\gamma_M$$

În acest caz, după cum se vede din (32), avem de-a face cu o relație mult simplificată.

Dacă etanșarea se asigură cu garnitură de secțiune rotundă din cauciuc (șnur vulcanizat), este de reținut că repartiția presiunii de contact de-a lungul lățimii de contact b nu mai este uniformă ca în cazul precedent. Însăși lățimea de contact este dependentă de precomprimarea diametrală a garniturii. Pentru unele cazuri, mai simple, de montaj într-un canal al unui șnur de cauciuc, cu posibilități de deformare laterală, se propune relația de forma :

$$q_s=K_1^xK_2^y\pi^n \tag{33}$$

dedusă prin comparație cu alt caz simplificat, cel al comprimării transversale la inele O, de secțiune rotundă cu canal lat.

Lista notațiilor principale

φ — unghiul de rotire al discului vanei față de axa vanei ;

φ' — unghiul de frecare

p — presiunea în centrul discului în [daN/cm^2] ;

D — diametrul conductei în [cm] sau [m] ;

q — presiunea necesară etanșării [daN/cm^2] ;

q_{ef} — presiunea de etanșare efectivă [daN/cm^2]

q_a — presiunea de etanșare admisă pentru materialul cel mai slab din cuplu [daN/cm^2] ;

q_s — presiunea specifică lineară [daN/cm^2] ;

c,k — constante ce depind de cuplul materialelor de etanșare ;

b — lățimea de contact a cuplului de etanșare în [cm] ;

M — momentul ce se aplică pe disc pentru asigurarea etanșării [daN/cm^2] ;

dF — forța elementară pe suprafața elementară de etanșare [daN] ;

y — brațul forței elementare [cm] ;

$r_m=\frac{d_m}{2}$ — raza medie a suprafeței de etanșare [cm] ;

μ — coeficientul de frecare între suprafețele de etanșare ;

γ_m — unghiul de centru (la proiecție laterală) pentru reperarea poziției suprafeței elementare ;

d_s — arcul elementar [cm] ;

γ_M — unghiul maxim pe care se desfășoară etanșarea într-un sfert de cadran ;

M_G — momentul contragreutății [daN/cm] ;

M_e — momentul excentricității ;

M_{hs} — momentul hidrostatic pe disc circular ;

G — mărirea contragreutăților [daN] ;

R_G — raza centrului contragreutăților față de axa trul discului [cm] ;

e — excentricitatea absolută a fusurilor față de centrul discului [cm] ;

K — dezaxarea centrului de presiune față de centrul discului [cm] ;

K_1, K_2 — coeficienți dependenți de diametrul șnurului respectiv de duritatea cauciucului;
J_0 — momentul de inerție geometric al unui cerc [cm²];
H — sarcina hidrostatică ce revine pe discul vanei [m.c.A];
n — exponent dependent de duritate și diametrul șnurului;
x, y — exponenți dependenți de diametrul șnurului respectiv duritatea cauciucului;
W — deformația relativă radială a șnurului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gurievici, D.F.:* Rasceot i construirovanie truboprovodnoi armături" Mașinostroienie 1969.
[2] *Alexandrescu, F., Necula, S.:* Conducte și armături, E.T. 1963.
[3] * * *: MVTU Ghidromașinostroenie, N. 71/1957.
[4] * * *: Hütte Manualul inginerului, Ed. AGAR, 1947.
[5] * * *: Prospectele firmei „Merckel" pt. inele de etanșare „O".

CZ : 621.22

Dispozitiv de blocare cu bile pentru servomotoare hidraulice

Ing. Ioan **SMOCZER** ing. Rudolf **TAKÁCS** — C.C.S.I.T.E.H. — Reșița

Generalități

Dispozitivul de blocaj cu bile pentru servomotoare hidraulice apare, cu utilizare industrială, între cele două războaie la manevrarea dispozitivelor de hipersustentanție la aviane, după cum rezultă din [1]. În literatura de specialitate mai recentă [3] și [4], pe lîngă domeniul mai sus amintit, apare la acționarea capetelor portfreză prevăzute cu blocare la una din pozițiile extreme, de obicei cea superioară. Sistemul descris a fost aplicat la trei instalații de vane-fluture, cu rezultate bune exceptînd subdimensionarea electropompei de deblocare, din cauze care se vor arăta la locul cuvenit.

Principiul de funcționare și variante constructive

Principiul de funcționare. Dispozitivele de deblocare se deosebesc din punct de vedere al principiului funcțional după cum urmează:

a) cu deblocare prin fluidul de lucru, care va acționa pistonul în continuare, mai ales în cazul pistoanelor cu ambele fețe active;

b) cu impuls hidraulic de deblocare (cîțiva zeci de cm³ de ulei la servomotoare obișnuite cu o singură față activă).

Variante constructive. Din punct de vedere constructiv, se deosebesc:

a) construcție înglobată în servomotor;

b) construcție exterioară.

Prima variantă este mai convenabilă întrucît se utilizează mai multe bile care asigură un blocaj axial simetric (față de tijă) evitînd diverse solicitări radiale care apar la celelalte variante.

Descrierea funcționării. După cum rezultă din figura 1, unde este redat un dispoiztiv de blocaj cu bile pentru ambele capete, la introducerea uleiului sub presiune (uleiul de acționare) în spațiul ocupat de bilele **4**, paharul 2 comprimă resortul **1** pînă la ieșirea părții cilindrice a paharului dintre bile. Datorită forței ce revine pe tijă și a unghiului de re-

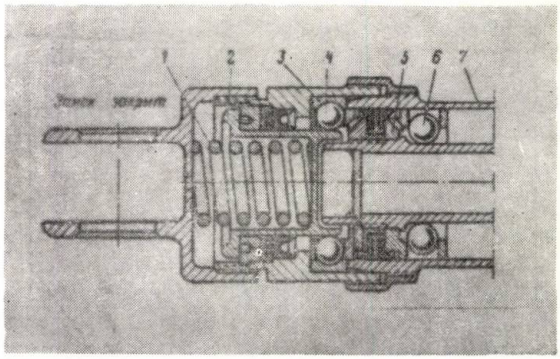


Fig. 1 Servomotor cu dispozitiv de blocaj în ambele capete [3].

zemare a bilelor pe manșonul **3**, apare o componentă radială care obligă bilele să se apropie de centrul cercului de dispunere permițînd deplasarea pistonului. Blocarea are loc la cursa spre stînga într-o succesiune carecum inversă.

În cazul nostru a fost necesară blocarea în capătul prin care iese tija, după cum se vede în figura 2, unde este redată secțiunea principală printr-un dispozitiv de blocaj experimental.

Fundamentarea teoretică a funcționării

Pentru calculul de proiectare se pornește de la cîteva indicații constructive din [3] și alte lucrări. Astfel numărul de bile se acceptă în limitele $Z_b = 8 \div 12$; iar adîncimea ca-

nalului în manşonul din cilindru $a = (0{,}25 \div 0{,}3)\ d_b$, unde d_b este diametrul unei bile.

Avînd în vedere contactul între cele trei piese principale ale dispozitivului de blocaj (care este în domeniul hertzian), se recomandă ca ele să fie executate din oţel de rulment călit la duritatea 60÷65 HRC. Alte indicaţii constructive stabilite de noi ar fi :

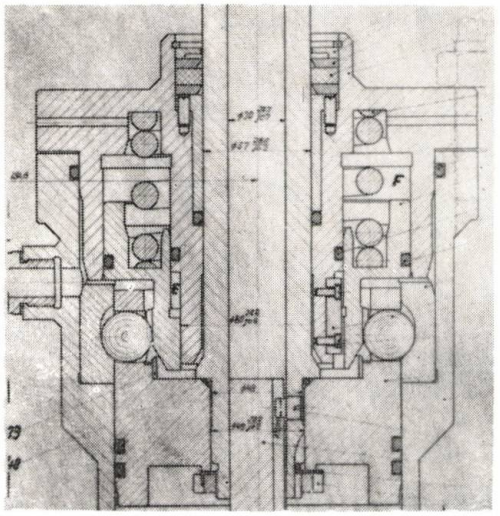


Fig. 2 Cap de servomotor cu dispozitiv de blocare cu bile, varianta II (experimental).

— diametrul bilelor d_b în funcţie de diametrul pistonului d :

$$d_b = K \cdot d, \tag{1}$$

unde : $k = 0{,}12 \div 0{,}2$ (valoarea mai mică la diametre mai mari).

Gradul de slăbire a pistonului, în planul bilelor impune limitarea numărului de bile Z_b la :

$$0{,}4\pi < k \cdot Z_b < 0{,}7\pi \tag{2}$$

În continuare, se vor stabili relaţiile fundamentale pentru verificarea solicitărilor şi pentru determinarea presiunii necesare unei deblocări sigure, cu referire la varianta constructivă redată în figura 3. De remarcat, că contactul reciproc este :

— concav — convex, între bilă — piston şi bilă — manşon ;

— convex — concav, între bilă — pahar (locul de solicitare cel mai nefavorabil).

De menţionat, că, datorită inexactităţilor de execuţie a bilelor şi a celorlalte piese, se introduce un coeficient de repartiţie neuniformă, cu alte cuvinte numărul bilelor care vor participa efectiv la preluarea încărcării axiale ce revine pe tija F_b este mai mic decît Z_b şi anume $\beta \cdot Z_b$. unde $\beta = 0{,}7 \div 0{,}9$.

Echilibrul bilei fără frecare. Această solicitare apare pe durată mare, cînd pistonul este blocat, iar asupra tijei şi pistonului ac-

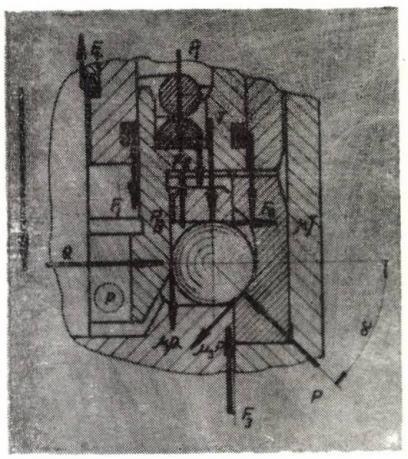


Fig. 3 Schema de încărcare a elementelor dispozitivului de blocare.

ţionează forţa F_b, Notînd unghiul de contact între bilă şi manşon cu α avem din condiţiile de echilibru :

$$T - P\sin\alpha = 0 \tag{3}$$

$$Q - P\cos\alpha = 0$$

unde :

$$T = \frac{F_b}{\beta \cdot Z_b} \tag{4}$$

Din (3) şi (4) rezultă :

$$Q = \frac{F_b}{\beta \cdot Z_b \cdot \operatorname{tg}\alpha} = \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha} \cdot T \tag{5}$$

$$P = \frac{F_b}{\beta \cdot Z_b \cdot \sin\alpha} = \frac{1}{\sin\alpha} \cdot T \tag{6}$$

Vom scrie ecuaţiile de echilibru pentru fiecare corp în parte.

Pentru bilă considerăm cazul general cînd frecarea apare în cele trei puncte de contact cu valori diferite (μ_1; μ_2 şi μ_3 — coeficienţi de frecare corespunzători), lucru posibil dacă ţinem seama de rezultatele experimentale din [5].

Scriind proiecţiile forţelor după O_x şi O_y (fig. 4) avem :

$$P\cos\alpha - Q - \mu_3 P\sin\alpha + \mu_2 T = 0 \tag{7}$$

$$T - \mu Q - P\sin\alpha - \mu_3 P\cos\alpha = 0 \tag{8}$$

Exprimînd forţele P şi Q din (7) şi (8), în funcţie de T avem :

$$P = k_p \cdot T \tag{9}$$

şi

$$Q = k_q \cdot T \tag{10}$$

unde :

$$k_p = \frac{1 - \mu_1\mu_2}{(\mu_1 + \mu_3)\cos\alpha + (1 - \mu_1\mu_3)\sin\alpha} \quad (11)$$

$$k_Q = \frac{1 - \mu_1\mu_2 - \mu_3(1 - \mu_1\mu_2)\operatorname{tg}\alpha}{\mu_1 + \mu_3 + (1 - \mu_1\mu_3)\operatorname{tg}\alpha} + \mu_2 \quad (12)$$

Prin particularizarea acestor relații generale se obțin după cum urmează :

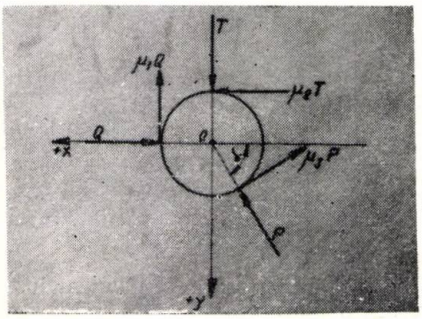


Fig. 4 Schema de încărcare a bilei.

— pentru : $\mu_1 \cong \mu_2 \cong \mu_3 \cong \mu$ (cazul aproximativ) ;

$$K_p = \frac{1 - \mu^2}{2\mu \cdot \cos\alpha + (1 - \mu^2)\sin\alpha} \quad (13)$$

$$k_Q = \frac{1 - \mu^2 - \mu(1 - \mu^2)\operatorname{tg}\cdot\alpha}{2\mu + (1 - \mu^2)\operatorname{tg}\cdot\alpha} + \mu \quad (14)$$

— pentru $\mu_3 = 0$ (cazul real, posibil) :

$$k_p = \frac{1 - \mu_1\mu_2}{\mu_1\cos\alpha + \sin\alpha} \quad (15)$$

$$k_Q = \frac{1 - \mu_1\mu_2}{\mu_1 + \operatorname{tg}\cdot\alpha} \quad (16)$$

— pentru $\mu_1 = \mu_2 = \mu_3 = 0$ (cazul static premergător deblocării rezultă relațiile (5) și (6).

Pentru pahar scriind condițiile de echilibru după regulile staticii sistemelor de corpuri, avem :

$$F_1 + F_2 \beta Z \mu_1 Q + P_1 - pA_p = 0 \quad (17)$$

unde :

F_1 și F_2 — forțele de frecare provocate de garniturile inelare „O" (care se pot calcula destul de precis cunoscînd gradul de precomprimare și duritatea cauciucului) ;

P_1 — forța dezvoltată de reostatul de blocare ;

p — presiunea de deblocare.

și

$$A_p = \frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2) \quad (18)$$

Pentru ansamblul piston-tijă avem după Oy :

$$F_b - \beta ZT - 0 \quad (19)$$

cu :

$$F_b = F + pA + G_p = F_e + pA \quad (20)$$

F — forța ce revine pe tija servomotorului (exterioară) ;

G_p — greutatea ansamblului piston-tijă ;

$A = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_t^2)$ — aria pistonului expusă presiunii de deblocare.

Calculul presiunii de deblocare. Din ecuațiile (10), (17) și (19) rezultă, după calcule algebrice :

$$p = \frac{\mu_1 k_Q F_e + F_1 + F_2 + p_1}{A_p - \mu_1 k_Q A}, \quad (21)$$

relație care verifică structural și dimensional este confirmată de rezultatele experimentale.

Probleme de proiectare și construcție

Materiale. Atît dispozitivul experimental cît și cele industriale au fost executate din materiale cu duritate de 60÷65 HRC (piesele participante direct la blocare). În cazul încercărilor experimentale s-au prevăzut două variante cu trei subvariante (dimensionale) și în ultimele faze s-au exercitat forțe de 2—3 ori mai mari decît cele prevăzute în proiect, fără ca la aceste valori să se fi văzut urme de deformare plastică.

Probleme constructive. Pentru a putea evita solicitarea cea mai nefavorabilă între pahar și bilă, s-a realizat varianta II experimentală la care contactul este tot concav — convex rezultînd o capacitate portantă a dispozitivului de 3—5 ori mai mare. Constanta resortului cît și forța inițială a lui au o importanță deosebită în faza de regimuri tranzitorii, la blocare și deblocare, în sensul unei siguranțe sporite a dispozitivului.

Experimentarea dispozitivului

Instalația experimentală. Cele două variante de servomotoare au fost montate în vederea încercării pe o platformă de montaj în vecinătatea unui GUP și au fost încercate succesiv. Pe figura 5 este redată schema circuitului pentru încercări. Grupul de ulei sub presiune, la care a fost racordat circuitul, a furnizat debitul de ulei necesar la o presiune constantă la diferite valori pînă la 25 bar. Fluidul de lucru utilizat : ulei de turbină Tb

A 38 NiD 5152—73, cu vîscozitatea cinematică $\nu = 27{,}5$ cST, respectiv 3,77°E la 50°C (conform analizei de laborator). Încărcarea tijei servomotorului cu blocaj cu bile (pentru obținerea forței F_b) s-a realizat cu ajutorul unui alt servomotor. Presiunea necesară de-

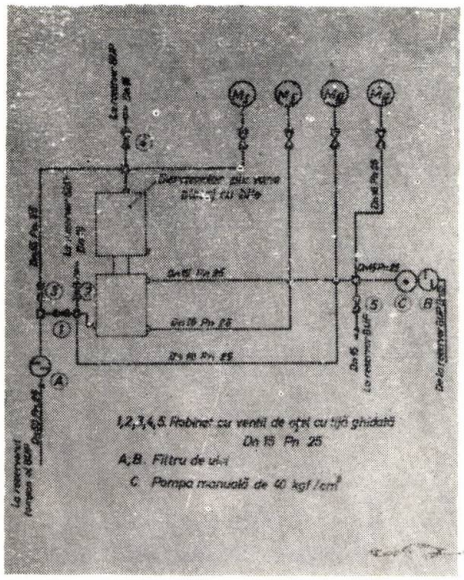


Fig. 5 Schema standului experimental.

blocării a fost asigurată de o pompă manuală, cu partea de aspirație racordată la rezervorul GUP, printr-un filtru de ulei.

Desfășurarea experimentării. Încercările dispozitivului de blocaj s-au efectuat începînd cu încărcarea de 2÷25 bar a servomotorului superior, ceea ce înseamnă o variație a forței F_b pe tija servomotorului cu blocaj de la 354 daN la 4435 daN. Prin manevre corespunzătoare ale robinetelor, s-a realizat urcarea completă a pistonului servomotorului și blocaea acestuia în poziția sa superioară. După fiecare operație de blocare s-a realizat încărcarea servomotoului superior cu cîte 1 bar în plus, față de încercarea precedentă. Operația aceasta a fost urmată de legarea la evacuare a spațiului de sub pistonul servomotorului cu blocaj. După înregistrarea încercării, s-a trecut la operația de deblocare cu ajutorul pompei manuale. Concomitent, s-a măsurat cursa paharului cu ajutorul unui spion și presiunea realizată de pompa manuală la începutul deblocării care coincide cu începerea deplasării în jos a pistonului servomotorului.

După cîteva manevre de blocare și deblocare la încărcarea maximă 25 bar. (respectiv 4435 daN pe tijă), s-a constatat că au apărut urme pe pahar. Aceste urme au fost lăsate de cele 10 bile și au o lățime de 0,8 . . . 1 mm și o lungime de 13—14 mm, pe partea conică și de 5 mm pe partea cilindrică a paharului. Cum cele 10 urme erau identice, înseamnă că forța rezultată datorită blocării se repartizează uniform pe cele 10 bile. La controlul de laborator al paharului s-a constatat că aceste urme se datoresc numai contactului și nu sînt urme în profunzime.

Varianta II a fost concepută pentru încărcări superioare față de varianta I. Datorită faptului însă că în GUP nu s-a putut realiza o presiune mai mare de 25 bar, măsurările au fost limitate pînă la încercarea corespunzătoare acestei presiuni. Standul de încercări este identic cu cel utilizat la varianta I. Urmărind cu atenție deplasarea paharului, prin intermediul unui spion și folosind o riglă gradată și indicațiile M IV (fig. 5),s-a putut determina începutul și sfîrșitul deblocării.

Analizînd și interpretarea rezultatelor. Pentru ambele variante de servomotoare cu blocaj cu bile au fost trasate diagramele de variație a presiunii de deblocare, funcție de încărcarea tijei servomotorului (fig. 6 și fig. 7).

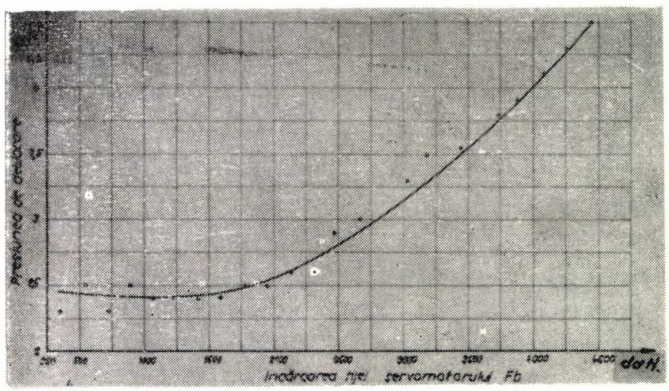


Fig. 6 Diagrama experimentală $M_{IV} = f(F_l)$.

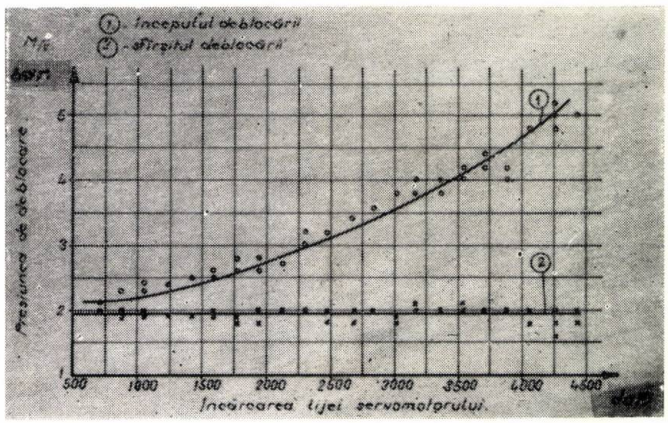


Fig. 7 Diagrama experimentală $M_{IV} = f(F_b)$.

La varianta I din figura 6 se observă că, începînd cu încărcări de circa 1700—2000 daN, pesiunea de deblocare crește de la 2,3

pînă la 4,5 bar, la încărcarea de 4453 kgf. Schimbînd arcul cu constante de $C=115{,}8$ daN/cm cu unul mai slab cu $C=70{,}8$ daN/cm, s-a constatat că deblocarea începe la presiunea de 1,2 — 1,4 bar (valoarea exactă a constantei arcurilor s-a determinat prin măsurare).

Pentru varianta II s-a trasat diagrama din figura 7, din care iese clar în evidență începutul și sfîrșitul deblocării, ceea ce nu s-a putut observa la varianta I.

Din analiza rezultatelor, reiese că presiunea necesară începutului deblocării crește cu creșterea încărcării tijei servomotorului, iar presiunea de la sfîșitul deblocării variază în limite strînse (1,6÷2,1 bar) și rămîne aproximativ constantă, indiferent de încărcarea tijei servomotorului. Sfîrșitul deblocării este marcat de presiunea constantă, necesară pentru menținerea paharului (tensionarea resortului) în poziția superioară, poziție în care se face deblocarea. Presiunea de deblocare atinge valoarea maximă în momentul începerii deplasării paharului în sus (începutul deblocării), deoarece la început trebuie învinse forțele de frecare F_1 și F_2 din etanșări, forța de tensionare a resortului P_1, pecum și forța de frecare $\mu_1 Q$ ce apare între bilă și partea cilindrică a paharului. La sfîrșitul deblocării, presiunea trebuie să învingă numai forța de tensionare a resortului P_1 (fig. 3).

Calculul coeficientului de frecare s-a făcut în următoarele ipoteze:

— încărcarea sistemului de blocaj, s-a considerat $F_b = 1720$ daN;

— numărul de bile considerat în contact cu paharul s-a considerat în ipoteza de 3,6 și 10 bile active.

Pentru aflarea coeficientului de frecare s-au mai calculat următoarele elemente:

— forța creată de presiunea de deblocare pe pistonul servomotorului:

$$F_{IV} = P_{IV} \cdot \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \qquad (22)$$

unde:

$P_{IV} = 2{,}5$ bar (fig. 6) — presiunea realizată de pompa de mînă;
$D = 150$ mm — diametrul pistonului;
$d = 57$ mm — diametrul tijei;
$F_{IV} = 378$ daN;

— forța totală ce acționează asupra bilelor:

$$F = F_b + F_{IV} + G \qquad (23)$$

unde:

G = 27,18 daN — greutatea pistonului și a tijei;
F = 2175,18 daN;

— forțele T; P și Q ce acționează asupra bilelor sînt exprimate de relațiile:

(24)

$$T = \frac{F}{\beta Z}; \qquad P = T\frac{1}{\sin\alpha}; \qquad Q = P \cdot \cos\alpha$$

unde:

$\beta Z = 3$; 6; 10 — numărul bilelor active;
$\alpha = 58°$ — unghiul dintre forțele P și Q — (măsurat), tabelul 1.

Tabelul 1

βZ	3	6	10
T	725,06	362,53	217,51
P	856	4 8	253
Q	453	226	134

— forțele de frecare la inelele de etanșare F_1 și F_2.

Determinarea forțelor de frecare în inelele de etanșare este cea indicată în [6].

$$F_1 = P_e \pi D_a + P_n \frac{\pi}{4}(D_a^2 - D_b^2) \qquad (25)$$

unde:

D_a = Diametrul alezajului;
D_b = diametrul fundului canalului inelului de etanșare;
P_n = forța de frecare convențională pe unitate de suprafață a proiecției axiale a inelului;
P_e = se determină pe baza diagramei $P_e = f\left(\frac{\gamma}{d}\right)$, din bibliografia de mai sus.

Înlocuind valorile corespunzătoare celor două inele „0": OR 181 și OR 221 în formula de mai sus rezultă:

$$F_1 = 3{,}26 \text{ daN și } F_2 = 5{,}30 \text{ daN}$$

Cunoscînd elementele determinate mai sus se poate determina coeficientul de frecare real dintre bile și partea cilindrică a paharului în funcție de numărul de bile active.

Ecuația de echilibru a paharului este:

(26)

$$F_1 + F_2 + P_1 + \mu\beta ZQ + G_p + G_R - F_{IV} = 0,$$

unde:

$G_R = 1{,}57$ daN — greutatea resortului;
$G_p = 4{,}10$ daN — greutatea paharului;
$P_1 = 2.20$ daN — forța resortului cu pretensionare inițială.

Înlocuind valorile cunoscute în formula de mai sus rezultă următoarele valori ale coeficientului de frecare în funcție de numărul de bile active (tab. 2).

Tabelul 2

βz	3	6	10
μ	0,1025	0,1025	0,1033

O metodă de determinare a coeficientului de frecare pe cale teoretică este indicată în [5].

$$\mu_t = \frac{5\tau_0}{E^{6,7}} \left(\frac{rl}{QE} \right)^{\frac{1}{14}} + \delta \qquad (27)$$

unde :

$\tau_0 = 0,6\tau_{forfecare}$ (al materialului mai slab);
r = raza bilei;
l = lungimea de contact;
$\delta = 0,02$ [5].

Deoarece nu s-a găsit material bibliografic în legătură cu caracteristicile mecanice ale materialului paharului (C 120), s-a recurs la o analogie cu caracteristicile oțelurilor — carbon pentru scule [7] :

$$\tau_{forfecare} = 0,78\sigma_{incav} \qquad (28)$$

și $\sigma_{imax} = 150$ daN/mm² (călire 1050°C, revenire 510°C, duritate 65 HRC).

Calculele coeficientului teoretic de frecare s-au făcut în funcție de numărul de bile active din sistemul de blocaj pe baza relației de mai sus și au rezultat următoarele valori (tab. 3).

Tabelul 3

βz	3	6	10
Q	453	226	134
μ_t	0,0512	0,0528	0,0539

Din tabelul de mai sus, rezultă că valoarea coeficientului de frecare calculată pe baza datelor experimentale este mai mare decît cea teoretică. Calculele arată că la o încărcare de 1720 daN a tijei servomotorului, nici la un contact realizat de numai trei bile din cele 10 nu se depășește efortul unitar admisibil (tab. 4).

Tabelul 4

βz	3	6	10
μ	0,274	0,184	0,1785
μ_t	0,0558	0,0578	0,0590

Efortul unitar de contact s-a determinat pe baza formulei indicată în [8].

$$\sigma_0 = 0,408 \cdot 10^4 \cdot \frac{\Sigma\rho^{2/3}}{\mu\nu} Q^{1/3} \qquad (29)$$

Pentru cazul contactului sferă pe cilindru :

$$\Sigma\rho = 2\left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}\right), \qquad (30)$$

unde

r_1 = raza bilei;
r_2 = raza cilindrului.

Valorile coeficienților μ și ν sînt date tabelar în [8]. Pentru cazul nostru μ=0,93 și ν =1,07. Înlocuind în relația de mai sus valorile, va rezulta efortul unitar de contact, în funcție de numărul de bile active (σ_0 — în daN/cm²), tabelul 5.

Tabelul 5

βz	3	6	10
σ_0	43.400	34.300	28.850

$\sigma_{0\ admisibil} = 50.000$ daN/cm²

În cazul variantei II, fiind vorba de contact interior sferă-cilindru, vom avea următoarea relație :

$$\Sigma\rho = 2\left(\frac{1}{r_1} - \frac{1}{r_3}\right), \qquad (31)$$

unde

r_3 = raza interioară a cilindrului;

Coeficienții μ și ν vor avea valorile de mai jos [8] :

$$\mu = 2,83 \text{ și } \nu = 0,483$$

Deci la varianta II, efortul unitar de contact va avea valorile de mai jos, în funcție de numărul bilelor active (tab. 6).

Tabelul 6

βz	3	9	10
σ_0	21.800	17.300	14.750

Din calculele de mai sus, rezultă că sistemul de blocaj cu bile, varianta II, poate prelua încărcări aproximativ duble față de tot sistemul de blocaj varianta I.

Concluzii

1. La proiectarea sistemului de blocaj cu bile s-a admis o forță aplicată pe tijă de circa 1000 daN, iar în cursul experimentărilor s-a dovedit a fi suportată și o forță mai mare (2500—3000 daN).

2. Presiunea de deblocare, necesară are o valoare constantă pînă la încărcarea de circa 2000 daN (fig. 6), după care începe să crească aproape proporțional cu încărcarea pe tijă.

3. Relațiile de calcul deduse sînt perfect utilizabile, cu condiția alegerii adecvate a coeficientului de frecare între bilă și pahar, la valoarea de 0,1—0,12.

4. Se recomandă execuția paharului din material cu duritate peste 62 HRC, duritate curentă a bilelor de rulment (de exemplu : oțel ledeburitic C 120, călit).

5. Numărul de bile recomandat în literatură între 8 și 12 s-a dovedit a fi optim ; raportul dintre diametrul bilelor și diametrul pistonului nu trebuie să fie sub 0,12, considerat raport minim din punct de vedere constructiv.

6. Jocul bilelor în alveolele din piston trebuie mărit la 0,15—0,2 mm, fără a renunța la coplanеitate.

7. Varianta II poate prelua încărcări aproximativ duble față de sistemul de blocaj varianta I.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: Manualul inginerului mecanic — Vol. I, E. T., 1950.

[2] *Marutov, V. A., Pavlovski, S. A.:* Ghidroțilindr — Ed. Mașinostroenie.

[3] *Bașta, T. M.:* „Ghidravliceskie privodî letatelnîh apparatov" — Ed Mașinostroenie, 1967.

[4] *Bron, L. S., Tartakovski, J. E.:* Ghidravliceskii privod agregatnîh stankov i avtomaticeskih linii — Ed. Mașghiz, 1962.

[5] * * *: Detali mașin, TOM I, Ed. Mașinostroenie, 1968.

[6] *Kakicev, V. N.:* Uplotniaiușcie ustroistva v mașinostroenie. Ed. Sudpromghiz, 1962.

[7] *Lăzărescu, I. L.:* Calculul și construcția sculelor aschietoare, E. T., 1962.

[8] *Spițîn:* Oporî osei i valov mașin i priborov, Ed. Mașinostroenie, 1970.

[9] *Reșetov, D. N.:* Organe de mașini, E. T., 1963.

CZ : 627.8

Soluții de acționare și automatizare la echipamentele hidromecanice ale barajelor proiectate de C.C.S.I.T.E.H.

Ing. Ioan **MATEȘ**, ing. Vasiliu **BABĂU**, ing. Radu **VASILIU** — C.C.S.I.T.E.H. — Timișoara

Introducere

În cadrul programului național de folosire rațională și valorificare superioară a potențialului hidroenergetic al patriei noastre, de o importanță deosebită este amenajarea de construcții hidrotehnice cu scopuri diferite : centrale hidroelectrice, alimentări cu apă ale centrelor urbane, acumulări pentru sisteme de irigație, sau apă de răcire pentru centrale termice. În ultimii 20 ani a luat un avînt deosebit construcția de astfel de amenajări, în vederea valorificării integrale a potențialului hidroenergetic.

În mod obligatoriu, orice amenajare este echipată cu un baraj prin care se creează condiții artificiale de acumulare a apei. În vederea regularizării nivelului acestor lacuri de acumulare, barajele se echipează cu echipamente hidromecanice ce închid și deschid, după necesități, deschiderile din baraje prin care se poate evacua, după caz, surplusul de apă. În tabelul 1 sînt redate principalele amenajări ce au fost realizate, sau sînt în curs de realizare, barajele, precum și modul de echipare a fiecărui baraj.

În funcție de condițiile de exploatare, s-au definitivat și soluțiile de acționare a stavilelor ce echipează toate barajele. Din acest punct de vedere se disting :

1. Baraje la care echipamentele hidromecanice sînt acționate hidraulic.

2. Baraje la care echipamentele hidromecanice sînt acționate electromecanic.

3. Baraje la care echipamentele hidromecanice sînt acționate electromecanic, dar avînd acționare cu arbore electric.

Ținînd cont de această grupare, în articol se vor prezenta numai amenajările mai reprezentative din fiecare tip de acționare.

Baraje cu acționare hidraulică

Dintre amenajările deja în funcțiune, de cea mai mare importanță este „Sistemul Hidroenergetic și de Navigație Porțile de Fier I" la care un baraj comun româno-jugoslav avînd 14 deschideri barează Dunărea la Cazane. Din aceste 14, 7 deschideri reprezintă partea de exploatare română.

În figura 1 este reprezentată, schematic, amenajarea barajului și o secțiune prin pila unei deschideri a barajului. Cele 7 deschideri sînt

Principalele baraje echipate de C.C.S.I.T.E.H.

Tabelul 1

Denumirea amenajării	Nr. echip.	Tipul echipamentelor	Dimensiunea echipamentelor	Tipul acționării	Tipul comenzii	Stadiul realizării
1	2	3	4	5	6	7
Bucecea	4	4 stavile segment	16 × (7 × 2,2)	Electro hidraulic	Local și distanță	în funcțiune
Tarnița	2	2 stavile clapetă	8 × 3	Electro hidraulic	Local și distanță	în funcțiune
Mălaia	2	2 stavile clapetă	16 × 2,5	Electro hidraulic	Local	în funcțiune
Brădișor	2	2 stavile segment	10,5 × 8,7	Electro hidraulic	Local și distanță	în montaj
Budeasa	2(+4)	2 stavile clapetă + 4 vane segment	8 × 4	Electro hidraulic	Local și centralizat	în funcțiune
Tașca	2	2 stavile segment	12 × 6,5	Electro mecanic	Local	în funcțiune
Pașcani	8	6 stavile segment cu clapetă + 2 stavile plane	—	Electro mecanic	Local și distanță	în montaj
Stînca-Costești	6	6 stavile segment cu clapetă	16 x 2,5	Electro hidraulic	Local și distanță	în funcțiune
Tismana aval	2	2 stavile segment	6 × 6	Electro-mecanic	Local și distanță	în montaj
Petrești	2	2 stavile segment cu clapetă	10 × (8+2,25)	Electro-mecanic/ hidraulic	Local	în proiectare
Dridu-Ialomița	3	3 stavile segment cu clapetă	15 × (6+2) 8	Electro-hidraulic	Local și distanță	în execuție
Surduc	2	2 stavile segment cu clapetă	5,5 (2,5+0,7)/3,2	Electro-hidraulic	Local	în execuție
Mărăcineni	3	3 stavile cu clapetă 6 vane segment	6,75 × 2,25 VS 16 × 4 SC	Electro-hidraulic	Local, distanță și centralizat	în execuție
Văcărești	3	3 stavile cu clapetă 6 vane segment	16 × 3 SC 6,75 × 2,85/18 VS	Electro-hidraulic	Local și distanță	în execuție
Golești	6	6 stavile cu clapetă 12 vane segment	16 × 3	Electro-hidraulic	Local, distanță și centralizat	în execuție
Brezoaiele	3	2 stavile segment 1 stavilă segment + clapetă	16 × 4,2/4,1 SS 16 (1,2+3) 4,1 SSc	Electro-hidraulic	Local și distanță	în execuție
Valea Sucevei	2+5	2 stavile plane 5 stavile segment	4 (3,2 + 0,8) 5 SPc 14,5 × 3,5/4,7 SS	Electro mecanic hidraulic	Local și distanță	în execuție
Porțile de Fier I	7	7 stavile duble tip cîrlig	—	Electro-hidraulic	Local și telecomandă	în funcțiune
Porțile de Fier II	7	3 stavile segment + clapetă 4 stavile segment	21 × 12+3 SSc 21 × 15 SS	Electro-hidraulic	Local, centralizat și telecomandă	în proiectare
Rîmnicu Vîlcea	4	stavilă segment cu clapetă	16 × (8 × 2)	Electro mecanic	Local și distanță	în funcțiune
Govora	4	stavilă segment cu clapetă	20 × (6,4 × 16)	Electro mecanic	Local și distanță	în funcțiune

Tabelul 1 (continuare)

1	2	3	4	5	6	7
Rîureni	5	20 × (6,4 × 10)	stavilă segment cu clapetă	Electro mecanic	Local şi distanţă	în funcţiune
Slatina	5	20 × (6,4+1,6)	stavilă segment cu clapetă	Electro mecanic	Local şi distanţă	în funcţiune
Strejeşti	5	16 × (8+2)	stavilă segment cu clapetă	Electro mecanic	Local şi distanţă	în montaj
Arceşti	5	16 × (8+2)	stavilă segment cu clapetă	Electro-mecanic	Local şi distanţă	în execuţie
Turnu	3	15 × 2,5 15 × 5,6/23	3 stavile clapetă 3 vane segment	Electro hidraulic	Local şi distanţă	în montaj
Ioneşti	4	16 × (8+2)	4 stavile segment cu clapetă	Electro mecanic	Local şi distanţă	în funcţiune
Băbeni	4	16 × (8+2)	stavilă segment cu clapetă	Electro mecanic	Local şi distanţă	în funcţiune
Rovinari	5		3 stavile segment cu clapetă 2 stavile segment	Electro mecanic	Local şi distanţă	în funcţiune
Turceni	6		3 stavile segment cu clapetă 3 stavile segment	Electro mecanic	Local şi distanţă	în funcţiune

echipate identic cu stavile duble tip cîrlig, cu acţionare hidraulică cu 2 servomotori, cîte unul pentru fiecare latură.

Întregul echipament hidraulic şi electric de acţionare este montat în pilele barajului, inclusiv transformatorii electrici de alimentare a consumatorilor de pe baraj.

În două dintre pile (10—11 şi 11—12) sînt montate grupurile de pompare cu funcţiunile :

— pompă principală pentru acţionarea secţiilor superioare ;
— pompă principală pentru acţionarea secţiilor inferioare ;
— două pompe de sincronizare corespunzător primelor două ;
— o pompă de completare.

Toate aceste pompe sînt montate într-o pilă, în cealaltă pilă echiparea reprezentînd rezerva totală a sistemului de acţionare.

În condiţii normale, instalaţia hidraulică permite acţionarea unei singure stavile, avînd în funcţiune o singură unitate de pompare. În situaţii speciale, pot fi puse în funcţiune ambele unităţi de pompare, în care caz se pot acţiona simultan două secţii superioare, sau două secţii inferioare.

La deschiderea de 25 metri, în cazul acţionării fiecărei secţii cu cîte două servomotoare, a fost necesar un sistem de sincronizare a mişcării celor două canate, partea stîngă a secţiilor fiind partea condusă, iar partea dreaptă fiind partea conducătoare.

Sistemul de sincronizare reglează deplasarea în domeniul $\pm$ 5 cm. În cazul unor avarii grave în circuitul hidraulic, la o desincronizare peste $\pm$ 7 cm, se dă un impuls care opreşte instalaţia. Conform schemei secvenţionale din figura 2, comanda stavilelor se poate da :

— local din fiecare pilă pentru stavila corespunzătoare ;

— central de la dispecerul hidroenergetic, de unde se poate da o comandă manuală-electrică ;

— central-automat, tot de la dispecerul energetic, prin intermediul unui sistem de menţinere automată a cotei dorite.

Acest sistem are calitatea că, după alegerea cotei de către dispecerul energetic şi darea unei comenzi, instalaţia execută automat mişcarea stavilei respective şi o menţine la poziţia aleasă.

Sistemul de sincronizare rămîne permanent în funcţiune, asigurînd sincronizarea în timpul reglajelor de poziţii, sau a manevrelor comandate.

Conform schemei sincronizării din figura 3, cele două selsine emiţătoare transmit mişcarea la două selsine receptoare cu care sînt legate. Aceste selsine receptoare antrenează un mecanism diferenţial ce roteşte spre stînga, sau spre dreapta un transformator rotativ care alimentează electroventilul comandat. În cazul mişcării sincrone a celor două canate, selsinele receptoare se rotesc cu aceeaşi viteză şi transformatorul rotativ nu dă nici o tensiune suplimentară electroventilului comandat. Presupunînd că partea stîngă a rămas în urmă, selsinul receptor ce corespunde părţii stîngi se roteşte mai încet, prin

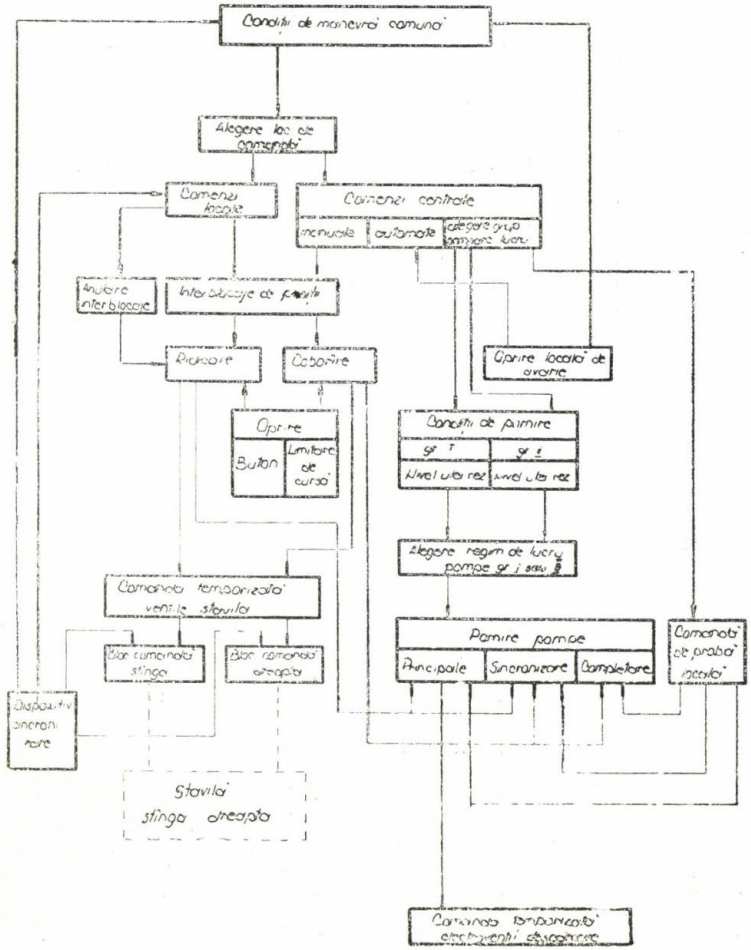


Fig. 2 Schema secvențială pentru sincronizarea unei stavile acționate hidraulic.

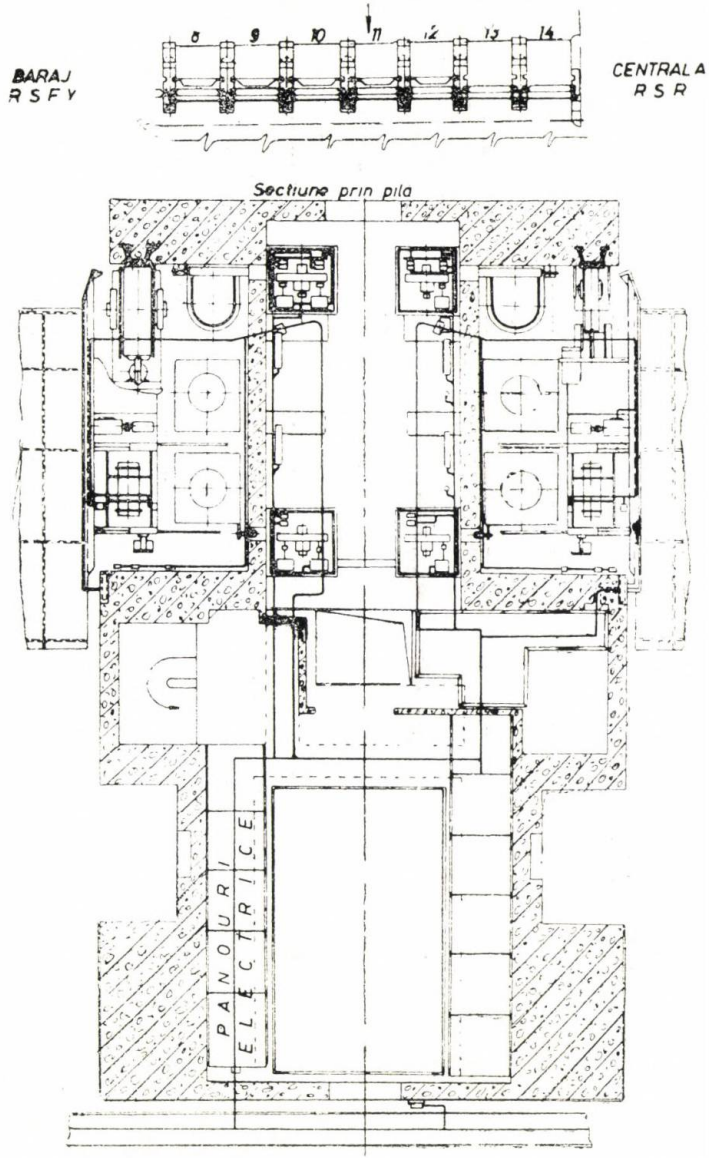


Fig. 1 Baraj Porțile de Fier I. Amplasamente electrice.

mecanismul diferențial se transmite o rotație transformatorului rotativ, tensiunea dată de aceasta crește, avînd ca efect mărirea debitului de ulei ce trece prin instalația de reglaj.

Servomotrul de acționare, primind debit mărit, se mișcă mai repede, ajungînd la nivelul celuilalt.

Sistemul hidroenergetic și de navigație Porțile de Fier II, în aval de SHEN Porțile de Fier I, se va desfășura în principal pe cursul principal al Dunării, precum și pe brațul Gogoșu în zona Ostrovul Mare.

manevra poate continua pînă la cota 16,5 m, fără a se mai ține cont de succesiunea impusă pînă la cota de 5 m.

La închiderea în intervalul 5 ÷ 0 m, se va respecta o succesiune inversă celei de la deschidere (1-7-3-5-2-6-4).

Comanda asupra unei stavile se poate realiza :

— local, de pe pilele barajului, numai pentru perioadele de revizie. În această situație toate interblocările sînt anulate ;

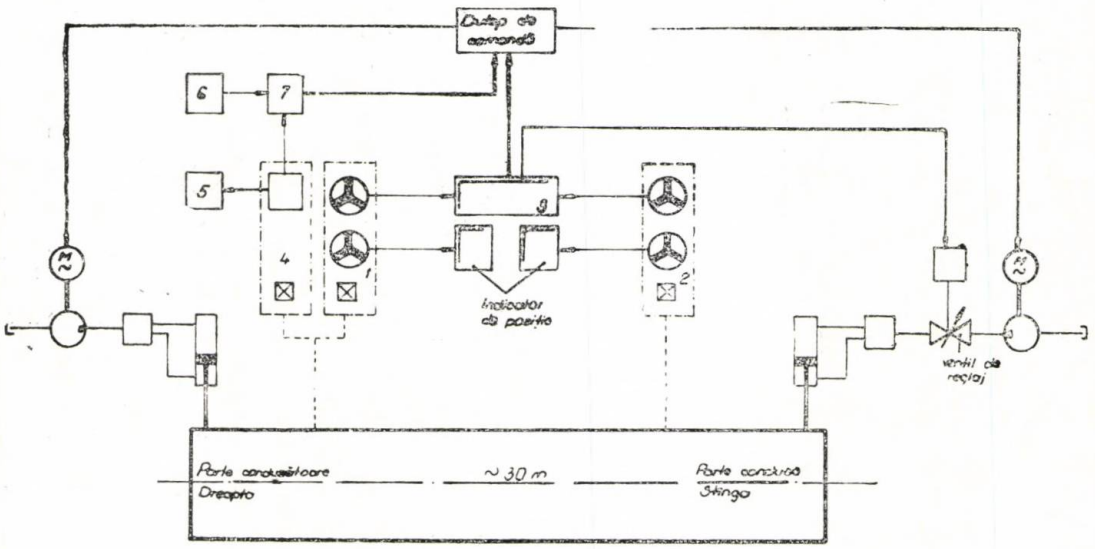


Fig. 3 Schema sistemului de sincronizare cu selsine.

1, 2 – traductor cu 2 selsine transmițătoare ;
3 – dispozitiv de sincronizare cu 2 selsine receptoare, diferențial mecanic, 5 contacte și un transformator rotativ ;
4 – traductor digital cu 4 decade ;
5 – aparat indicator cifric cu 4 lămpi indicatoare a poziției stavilei ;
6 – dispozitiv pentru fixarea cotei de referință cu 4 decade reglabile ;
7 – schemă logică pentru comparare, înregistrare și comandă a poziției stavilelor.

Ca urmare se vor construi două baraje deversoare, unul pe brațul Gogoșu, care va fi realizat și exploatat în exclusivitate de R.S.R., iar cel de al II-lea, pe cursul principal urmînd să fie exploatat de R.S.F.I.

Ambele baraje vor fi prevăzute cu 7 deschideri de 21 m echipate cu stavile-segment simple (deschiderile 1, 2 și 6, 7) și cu stavile-segment cu clapetă (deschiderile 3, 4 și 5).

Toate stavilele sînt acționate cu instalații electrohidraulice cu servomotoare.

Comanda acționărilor asigură realizarea unei funcționări complexe a stavilelor, pentru obținerea unui regim de deversare elastic impus de dispecerul energetic. Astfel, pentru realizarea unei încercări simetrice a ambelor baraje, stavilele se deschid pînă la cota de 5 m în trepte de 1 m în succesiunea 4-6-2-5-3--7-1 (cifrele corespund numerelor de ordine ale stavilelor marcate de la malul stîng spre dreapta). Succesiunea este astfel realizată încît nici o stavilă nu poate fi manevrată peste două trepte și nici nu pot fi manevrate două stavile simultan. Peste cota de 5 m (după ce stavilele au fost aliniate la 5 m),

— din postul central al barajului, în regim de comandă automată ;

— din camera de comandă a centralei prin canale de telecomandă și telesemnalizare.

Schemele cuprind aparataj și echipament electrohidraulic de protecție și supraveghere a instalațiilor de acționare și semnalizare sau afișare a defectelor.

Baraje la care echipamentele sînt acționate electromecanic

Pe rîul Jiu, pentru termocentralele de la Turceni și Rovinari, s-au amenajat două acumulări ce asigură apa de răcire necesară cît și alte servituți. Echiparea acestor baraje este oarecum similară, cu stavile-segment și stavile-segment cu clapetă. Acționarea stavilelor se face mecanic, cu lanț, fiecare avînd

două mecanisme de antrenarea lanțului, unul dintre mecanisme avînd un motor de antrenare de 7,5 KW, iar la celălalt transmițîndu-se forța printr-un arbore rigid de transmisie.

Figura 4 prezintă amplasarea barajului la CTE Turceni echipat cu trei stavile-segment și trei stavile-segment cu clapetă.

Pe malul drept, în dreptul barajului, se prevede o clădire cu minimum două încăperi, în care funcționează agregatele de încălzire

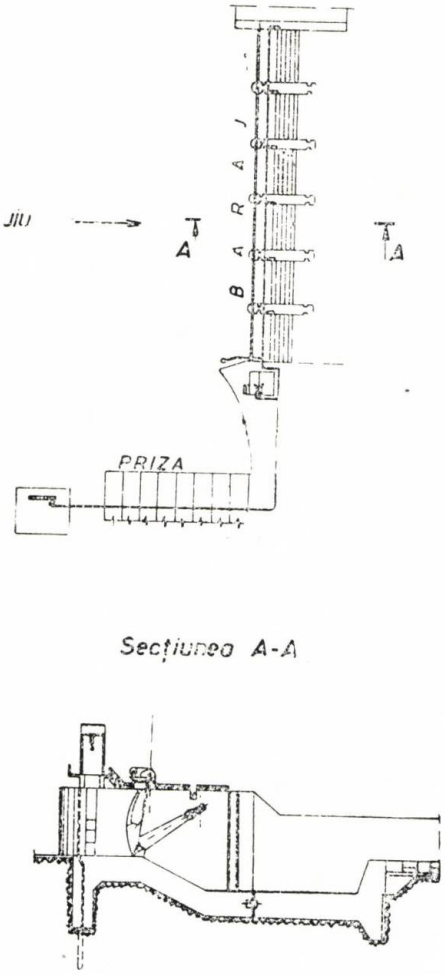


Fig. 4 Barajul CTE Turceni. Amplasamente echipament electric.

a uleiului, de pompare a uleiului cald și instalația de aer comprimat, cu compresoare și rezervor de aer.

Comanda se face conform schemei secvenționale din figura 5 :

— de la o cutie de comandă locală, echipată cu butoane și montată lîngă fiecare mecanism cu motor de antrenare ;

— central, din clădirea de comandă hidrotehnică, situată lîngă priza de apă, unde sînt amplasate două dulapuri cu întreg aparatajul electric de alimentare, distribuție, comandă și automatizare.

În cazul în care lipsește personalul necesar la locurile de comandă, manevra deschiderii stavilelor se face automat, acestea fiind prevăzute cu indicatoare de nivel ce dau impulsuri de comandă, funcție de nivelele de referință la care sînt reglate.

Baraje cu echipamente hidromecanice acționate cu arbore electric

U.H.E. Rîmnicul Vîlcea este prima din seria de hidrocentrale ce s-a construit pe rîul Olt. Barajul lacului de acumulare are 4 deschideri a 16 m, prevăzute a fi echipate cu stavile-segment sau stavile-segment cu clapetă. Acționarea stavilelor se face mecanic, cu lanț, la ambele laturi. Schița amenajării este prezentată în figura 6.

Mecanismele de antrenare funcționează pe principiul arborelui electric, pentru fiecare stavilă fiind prevăzute 4 motoare electrice, dintre care două, de tip ASI, 7,5 KW, 1000 rot/min., au funcția de motoare principale și celelalte două, de tip AFI, 10 KW, 1000 rot/min, sînt motoarele auxiliare în cadrul schemei de arbore electric.

Pentru a preveni pornirile accidentale ale mecanismelor pe perioada în care cuplajul mecanic este cuplat, se acționează mecanic limitatorii de cursă care deconectează automat orice posibilitate de comandă electrică. Posibilitățile de comandă sînt :

— local, de la echipamentul electric de comandă din pile ;

— central, de la camera de comandă a centralei.

O cheie de alegere a manevrei asigură la fiecare stavilă :

— manevrarea clapetei din poziția „închis" la poziția „deschis", poziție în care, la acționarea unor limitatori de fine de cursă, mecanismul de antrenare se oprește ;

— manevrarea stavilei din poziția „închis" — cu clapetă închisă, în poziția „deschis" — cu clapeta deschisă, poziții în care, la acționarea unor limitatori de fine de cursă, mecanismul de antrenare se oprește.

Pentru reglaje, probe, sau alte manevre, schema de acționare permite desfacerea arborelui electric și darea unor comenzi pe fiecare mecanism.

Arborele electric folosit este de tipul clasic cu 4 motoare, motoarele auxiliare fiind cuplate între ele în conectare inversă, în scopul realizării cuplului de sincronizare maxim pentru mașinile alese.

În urma bunelor rezultate obținute, s-a trecut la proiectarea în serie la toate hidrocentralele de pe rîul Olt, pînă în prezent fiind executate astfel de proiecte la 7 hidrocentrale.

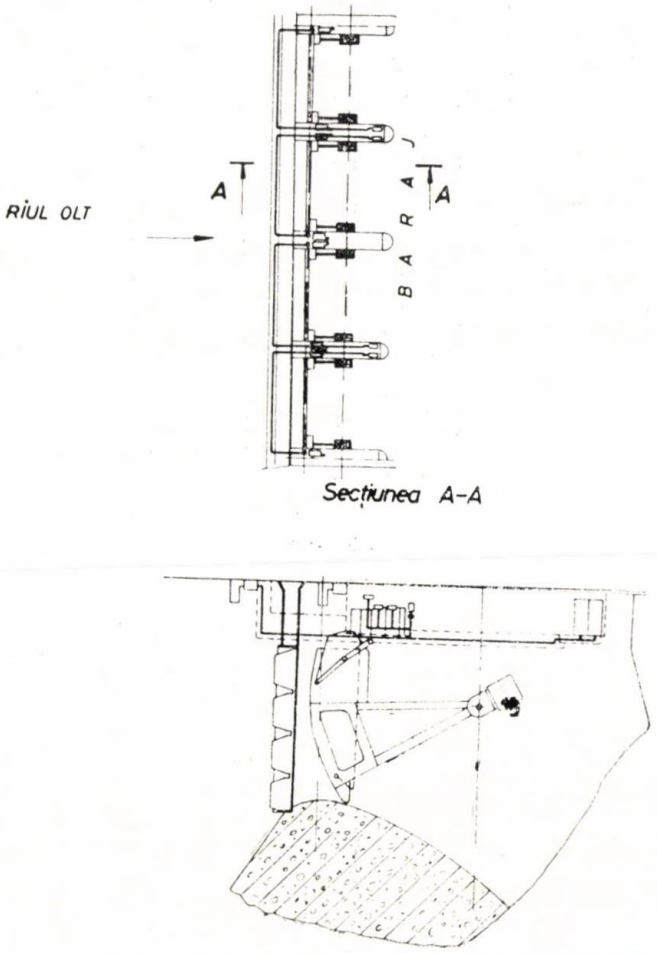


Fig. 6 Baraj U H E Rîmnicu Vîlcea. Amplasamente echipament electric.

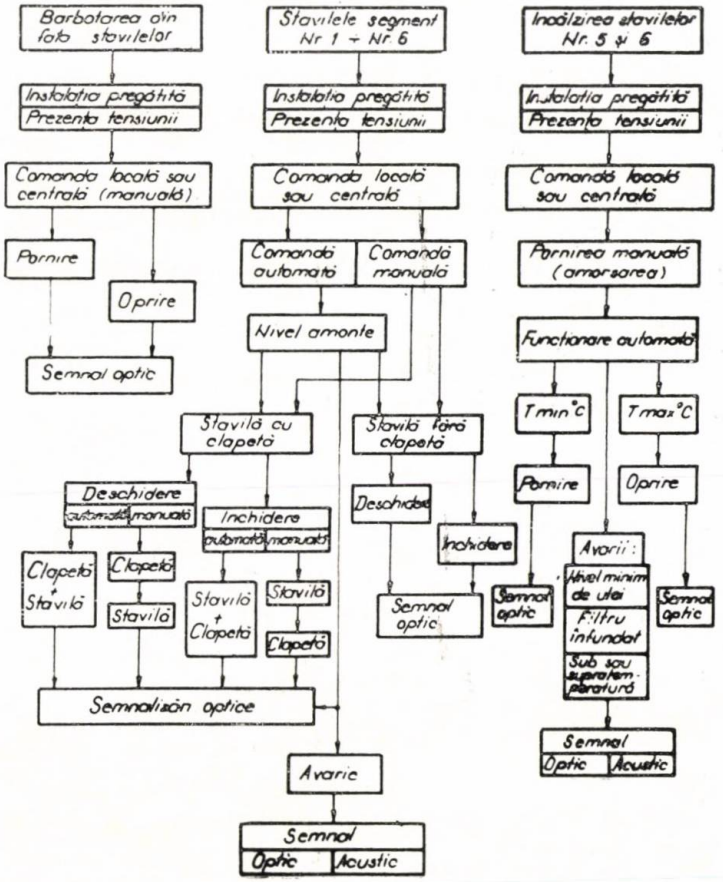


Fig. 5 Schema secvențială de comandă pentru stavile acționate electromecanic.

Concluzii

Specificul extrem de divers al sarcinilor ce trebuie îndeplinite de echipamentele hidromecanice ce echipează barajele din R.S.R. duce la o diversitate de soluții tehnice de acționare și automatizare. Se remarcă următoarele caracteristici :

— echipamentele trebuie astfel proiectate, încît să poată fi manevrate în orice condiții, în orice anotimp, deci fiabilitatea să fie de cel mai mare grad ;

— cum din experiența exploatării a reieșit că acționarea hidraulică are rezultate superioare, se tinde la generalizarea acestui tip de acționare, în special la barajele la care manevrarea echipamentelor hidromecanice se face, frecvent, pentru menținerea unor cote de nivel, constante.

— pentru economia de energie hidraulică, se are în vedere optimizarea unor grupări de amenajări, cum ar fi cele de pe rîul Olt, în așa fel încît, centralizat, de la un calculator de proces, să fie comandat și menținut nivelul în fiecare din acumulările de pe rîul Olt ; în viitor se propune o astfel de situație prin grupări pe bazine hidrologice.

CZ : 621.311.21

Contribuții la studiul hidraulic al geometriei distribuitoarelor conductelor forțate ale centralelor hidroelectrice

Ing. Antoniu **ANGHEL** — C.C.S.I.T.E.H. — Timișoara

Considerații generale

Importanța energetică a distribuitoarelor în cadrul unei centrale hidroelectrice a devenit din ce în ce mai mare, odată cu creșterea puterilor instalate, a valorilor debitelor în aducțiuni și, deci, a vitezelor. Rolul funcțional al distribuitorului în cadrul unei centrale hidroelectrice rezultă din figura 1.

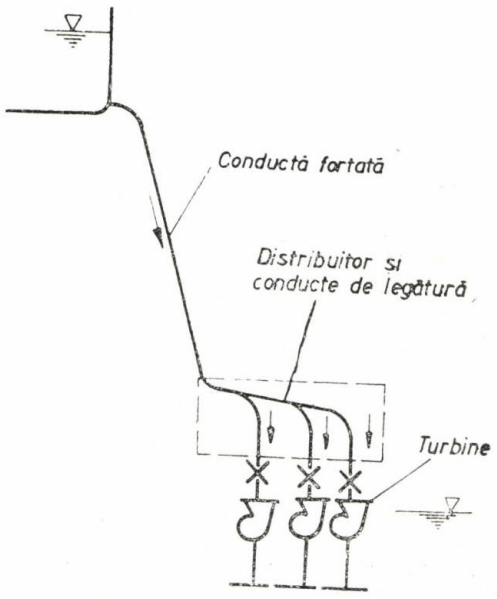


Fig. 1

Tendința de reducere a dimensiunilor echipamentelor, odată cu creșterea puterilor instalate, a condus, nemijlocit, la admiterea unor viteze mai mari de scurgere, fapt ce determină creșteri importante ale pierderilor de energie în distribuitor și deci pe ansamblul amenajării.

Distribuția debitelor de apă în nodurile de ramificare, cerută de regimul de exploatare a turbinelor și obținerea unui curent axial simetric la ieșirea din distribuitor, respectiv intrarea în camera spirală a turbinei, are o deosebită importanță asupra funcționării hidroagregatelor.

Ca soluție constructivă, s-a urmărit tendința pe plan mondial în acest domeniu, în sensul realizării de distribuitoare cu nervură de consolidare interioară. Acestea sînt doar o parte din argumentele care au condus la creșterea, în ultima perioadă, a volumului lucrărilor de cercetare de natură hidraulică, la firmele constructoare de astfel de echipamente.

Corelat cu soluțiile de echipare și parametrii amenajărilor hidroenergetice realizate sau în curs de realizare în țară, programele de cercetare în cadrul CCSITEH Timișoara s-au axat, în speță, pe distribuitoare asimetrice, cu unul sau două noduri de ramificare și simetrice, cu un singur nod de ramificare. Tipurile de distribuitoare studiate, parametrii geometrici și hidraulici caracteristici și de asemenea, geometria în detaliu a unui nod de ramificare în care se remarcă nervura de consolidare interioaă, rezultă din figurile 2 și 3, unde :

Q_o; Q_b — debitul de intrare în nodul de ramificare;

d_o; d_b — diametrul conductei la intrare în nodul de ramificare;

V_o; V_b — viteza medie la intrare în nodul de ramificare;

Q_x; d_x; V_x — debitul, diametrul și viteza medie la ieșire;

D_o — diametrul sferei de tangență comună în nodul de ramificare.

Pentru o valoare constantă a unghiului de ramificare α în cazul modelelor de ramificații studiate funcționînd izolat și în ansamblul distribuitorului, coeficienții de pierdere (G_{o-x}) depind de următorii parametrii hidraulici și geometrici:

P_{eo}; R_{eb} — cifra Reynolds la intrare;

$\frac{Q_x}{Q_o}$ — distribuția debitelor în nodurile de ramificare;

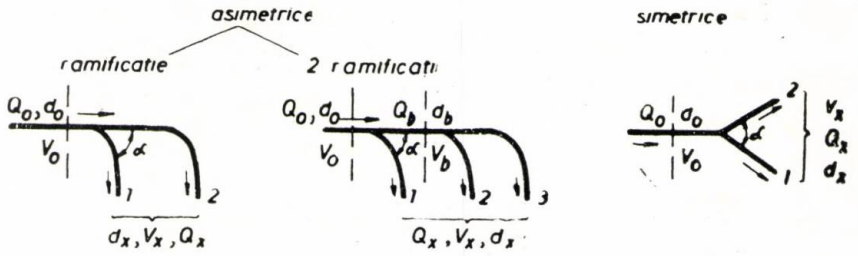


Fig. 2

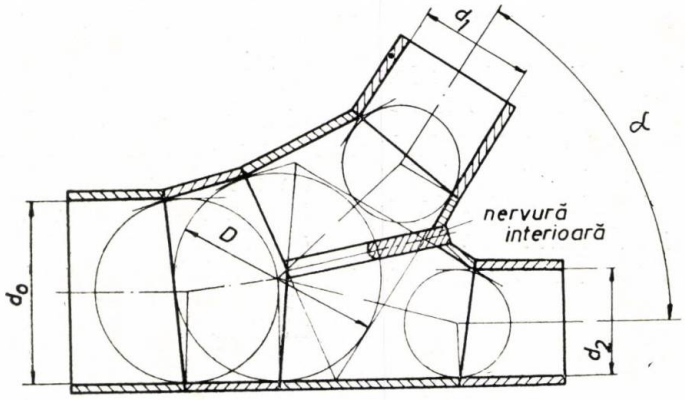


Fig. 3

Cercetările hidraulice, efectuate sistematic, au urmărit comportarea hidraulică a nodurilor de ramificare funcționînd izolat și în ansamblul distribuitorului.

Ecuația energiei și expresia generală a coeficienților pierderilor de energie permit exprimarea, funcție de parametrii hidraulici ai ramificațiilor prezentați mai sus, valoarea pierderilor sub forma cunoscută:

$$h_p = G_o - x\frac{V_o^2}{2g} \qquad (1)$$

Pe baza ecuației de continuitate și din analiza termenilor care intră în expresia pierderilor totale de energie, în cazul unui nod de ramificare rezultă:

$$G_{o-x} = f\left(R_e;\ \frac{Q_x}{Q_o};\ \frac{d_x}{d_o};\ \frac{D}{d_o};\ \alpha\right) \qquad (2)$$

$\frac{d_x}{d_o} \cdot \frac{D}{d_o}$ — parametrii geometrici caracteristici ai ramificației.

Încercările experimentale pe modele au fost efectuate la regimurile cele mai caracteristice, întîlnite în exploatoarea distribuitoarelor, regimuri impuse de funcționarea turbinelor și notate în continuare cu: R_i ($i = 1, 2 \ldots n$).

Pentru a explica semnificația regimurilor de încercare notate pe diagrame cu R_i ne vom referi la cele notate pe diagrama din figura 4.

R_1 — 1 = 2 = variabil (conductele 1 și 2 deschise parțial de la închis — la deschis complet):

R_2 — 1 = variabil; 2 = maximum (conducta 1 deschis parțial, de la închis — la deschis complet, conducta 2 deschis la maxim).

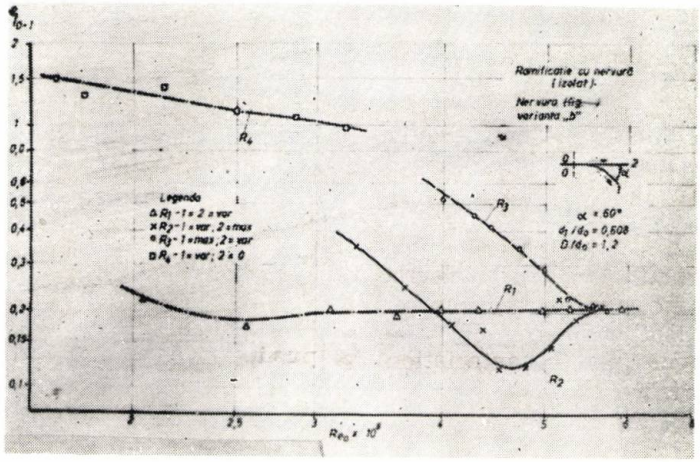


Fig. 4

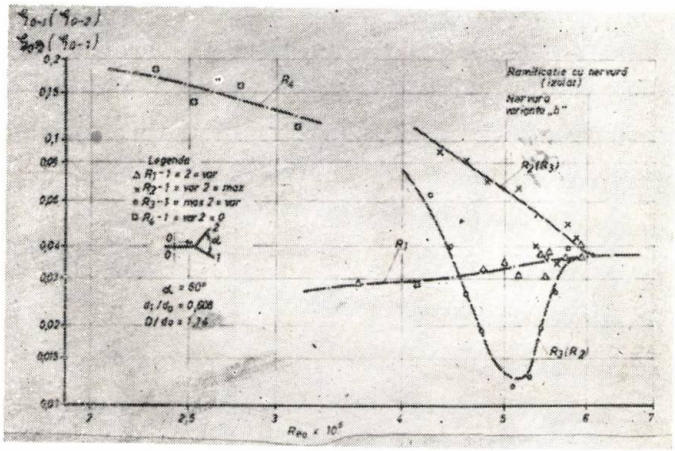


Fig. 5

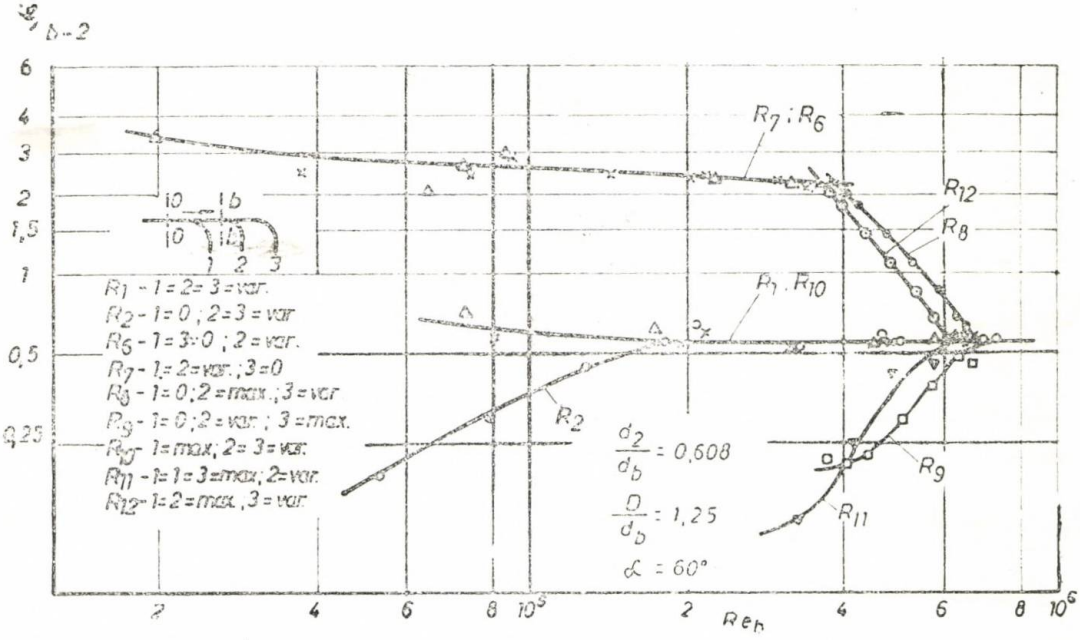


Fig. 6 Ramificație funcționînd în ansamblul distribuitor.

R_3 — 1 = maxim ; 2 = variabil (conducta 1 deschis la maxim, conducta 2 deschis parțial, de la închis — la deschis complet).

R_4 — 1 = variabil ; 2 = 0 (conducta 1 deschis parțial, de la închis — la deschis complet, conducta 2 închis).

Influența cifrei Reynolds

Pentru tipurile de ramificații studiate experimental, funcțional izolat și în ansamblul distribuitorului, s-au trasat curbele $G_{o-x} = f(R_{eo}; R_{ob})$ pentru cele mai caracteristice regimuri de exploatare (R_i).

ța de cifra Reynolds fiind mult mai mare în cazul regimurilor asimetrice (regimuri de tipul R_2 și R_3). Dependența pierderilor de trecere (G_{o-2})de cifra Reynolds, la intrare, este aceeași ca și în cazul pierderilor de deviere (G_{o-1}).

Spre deosebire de ramificațiile asimetrice, în cazul celor simetrice, se constată (chiar la regimuri simetrice de încărcare) o dependență mai mare a coeficienților de pierdere de cifra Reynolds, această dependență putînd fi pusă pe sema creșterii ponderii pierderilor rezultate din mișcările secundare în nodurile

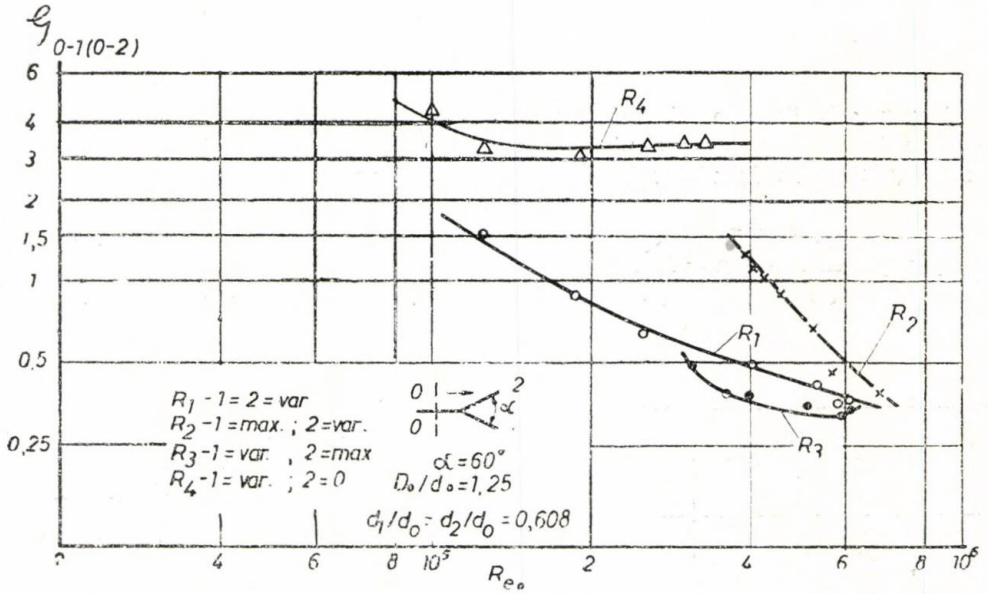


Fig. 7 Ramificație funcționînd în ansamblul distribuitor.

În figurile 4, 5, 6, 7 se prezintă doar variația coeficientului de pierdere în tronsonul deviat (G_{o-1}), pentru ramificațiile asimetrice și simetrice, funcționînd izolat și în ansamblul distribuitorului.

Analiza rezultatelor experimentale obținute, au scos în evidență că alura generală a curbelor $G_{o-x} = f(R_{eo})$ este aceeași pentru toate tipurile de ramificații studiate (funcționînd izolat sau în ansamblul distribuitorului), deci cifra Reynolds la intrare poate fi un criteriu de comparație.

Funcție de regimul de exploatare (R_i) coeficienții de pierdere depind de cifra Reynolds.

La regimuri simetrice și quasi-simetrice de exploatare (regimuri de tipul R_1 și R_4), atît pentru ramificații funcționînd izolat (fig. 4, 5), sau în ansamblul distribuitorului (fig. 6, 7), coeficienții de pierdere depind în mai mică măsură de cifra Reynolds, dependen-

de ramificare. Din compararea valorilor coeficienților de pierdere obținuți pe ramificații funcționînd izolat (G_i) și în ansamblul distribuitorului (G_a), la valori ale cifrei Reynolds la intrarea $R_{eo} > 10^5$, valori uzuale în exploatare, rezultă :

$$G_a = (4 \div 8)\, G_i \qquad (4)$$

Rezultatele cercetărilor experimentale conduc la concluzia că valorile coeficienților de pierdere obținuți pe ramificații funcționînd izolat pot sta la baza stabilirii geometriei unui mod de ramificare dar nu pot fi utilizate la calculul pierderilor de energie pe ansamblul distribuitorului. Performanțele energetice ale unui distribuitor pot fi stabilite doar pe baza valorii coeficienților de pierdere obținuți pe ramificații funcționare în ansamblul distribuitorului.

Influența distribuției debitelor Q_x/Q_o

Am arătat că pierderile de energie caracterizate prin coeficienții G_{o-x} depind de distribuția debitelor în nodurile de ramificare, fapt ce rezultă și din exprimarea coeficientului de eficiență globală :

$$\varphi = G_{o-1}\frac{Q_x}{Q_o} + G_{o-2}\left(1-\frac{Q_x}{Q_o}\right) \qquad (5)$$

Rezultatele măsurărilor experimentale, obținute pe modele de ramificații cu nervură de consolidare interioară și fără nervură, funcționînd izolat sau în ansamblul distribuitorului de tip simetric sau asimetric, au arătat o dependență parabolică $G_{o-x}=f(Q_x/Q_o)$

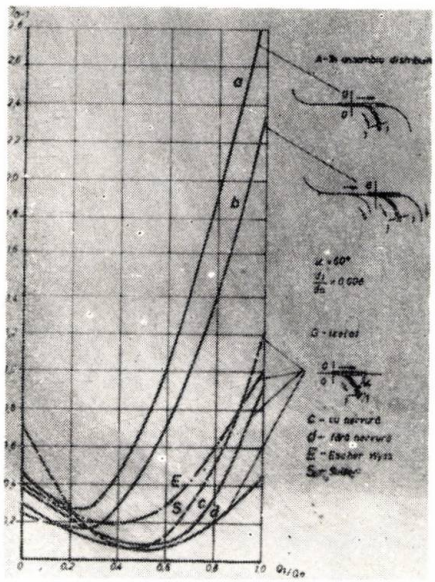


Fig. 8

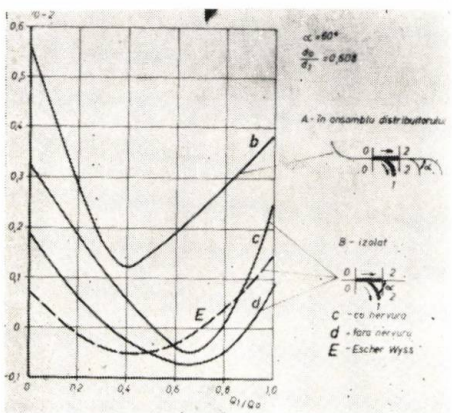


Fig. 9

În figurile 8 și 9 se prezintă dependența pierderilor de deviere (G_{o-1}) și a celor la trecere (G_{o-2}) doar pentru tipul de ramificație asimetric.

Din analiza acestor diagrame, se constată că valorile coeficienților de pierdere obținuți pe ramificații cu nervură, funcționînd izolat, sînt comparabile cu rezultatele obținute de firme cu mare experiență în acest domeniu ca Escher-Wyss și Sulzer. Din punct de vedere al influenței nervurii, alura curbelor se păstrează, valoarea coeficienților pentru ramificații cu nervură fiind mai mare. Se constată, însă, diferențe foarte mari pentru aceeași ramificație funcționînd în ansamblul distribuitorului, diferențe ce pot fi puse pe seama influenței elementelor ce compun ansamblul distribuitorului (cot amonte, ramificații amonte sau aval, conducte de legătură, etc.). Valorile minime se plasează în domeniul Q_x/Q_o corespunzător încărcărilor teoretice simetrice ale ansamblului distribuitorului.

Influența parametrilor geometrici ai ramificației

Influența nervurii de consolidare. Studiul experimental pentru stabilirea influenței formei și dimensiunii nervurii de consolidare asupra comportării hidraulice a ramificației s-a efectuat atît pentru tipul asimetric, cît și pentru cel simetric.

Pentru cele două tipuri funcționînd izolat, s-au menținut constanți parametrii geometrici d_x/d_o, D/d_o și α, modificîndu-se doar dimensiunile nervurii. Parametrii geometrici, forma și dimensiunile nervurii rezultă din figura 10.

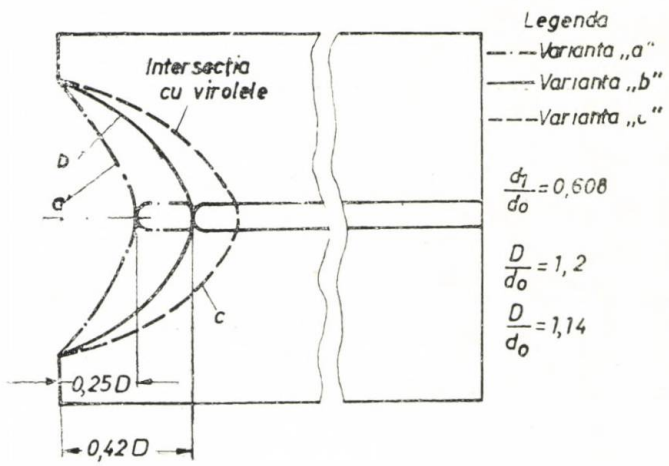


Fig. 10 Forma și dimensiunea nervurii.

Studiul s-a efectuat pentru trei cazuri :

— varianta „a" — nervură de dimensiuni mari ;

— varianta „b" — nervură de dimensiuni normale, rezultate în baza calculului de rezistență ;

— varianta „c" — fără nervură.

Rezultatele măsurărilor sînt prezentate în figurile 11 și 12.

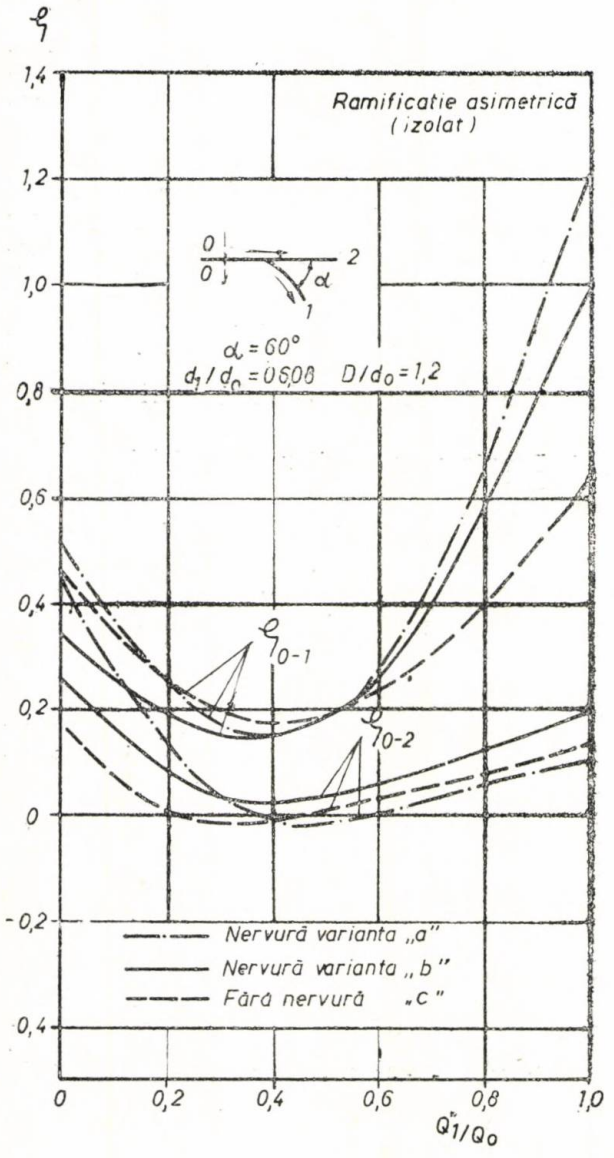


Fig. 11

Din analiza diagramelor, rezultă influența nervurii asupra valorii coeficienților de pierdere. Atît în cazul ramificațiilor asimetrice cît și în cazul celor simetrice, pierderile de deviere G_{o-1} sînt în raportul:

$$(G_{o-1})_c < (G_{o-1})_b < (G_{o-1})_a \qquad (6)$$

Spre deosebire de pierderile de deviere, pierderile de trecere (G_{o-2}), corespunzător ramificațiilor asimetrice și $Q_1/Q_0 > 0,5$ în cazul variantei „a", sînt mai mici, fapt ce poate fi pus pe seama influenței nervurii asupra distribuției debitelor și a vitezelor în nodul de ramificare. Din analiza globală a valorilor coeficienților de pierdere, rezultă că ramificația cu nervură, varianta „b" este optimă din punct de vedere hidraulic, atît în cazul ramificațiilor asimetrice cît și a celor simetrice.

Influența raportului d_x/d_0 și D/d_0. Influența parametrilor geometrici caracteristici d_x/d_0 și D/d_0 asupra valorii coeficienților de pierdere rezultă din figurile 13, 14 și 15. Se constată că la o valoare constantă a raportului debitelor Q_x/Q_0, coeficienții de pierdere cresc cu scăderea raportului d_x/d_0

Din analiza diagramelor (fig. 16), stabilite pentru parametrii geometrici constanți α și D/d_0, rezultă influența mare a raportului d_x/d_0, mai ales în cazul regimurilor asimetrice de încărcare.

Geometria optimă din punct de vedere energetic a unei ramificații cu α = constant, de tip simetric și asimetric, este pentru rapoarte:

$$\frac{d_x}{d_o} \geqslant 0,6 \text{ și } \frac{D}{d_o} = 1,1 \div 1,3 \qquad (7)$$

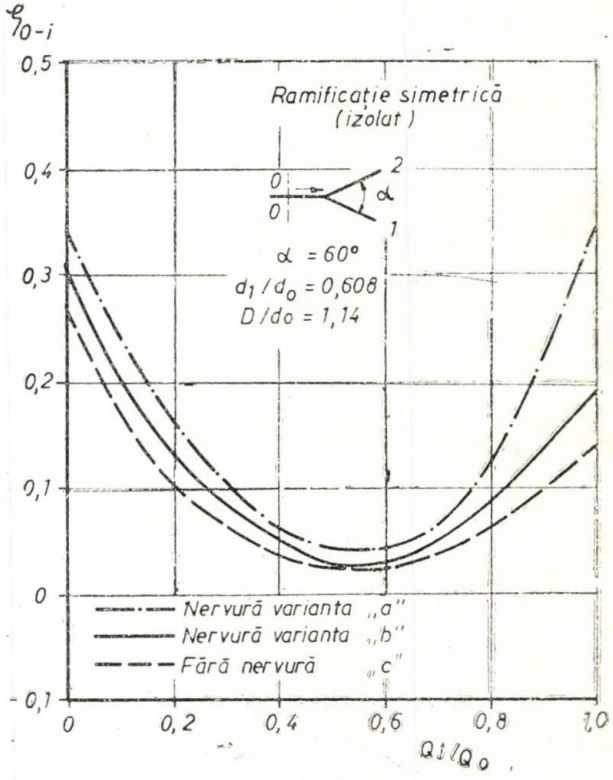


Fig. 12

Distribuția vitezelor și a debitelor la ieșire din nodurile de ramificare

Distribuția vitezelor. Distribuția vitezelor obținute pe baza sondării cîmpurilor la ieșire din nodurile de ramificare se prezintă sub

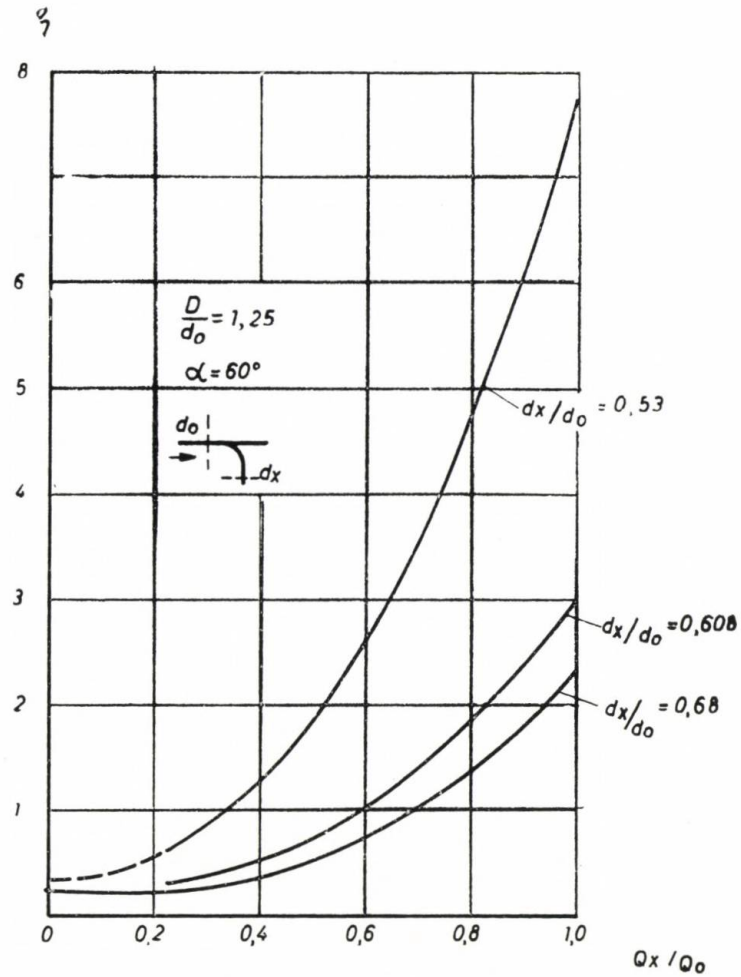


Fig. 13 Ramificație în ansamblul distribuitor.

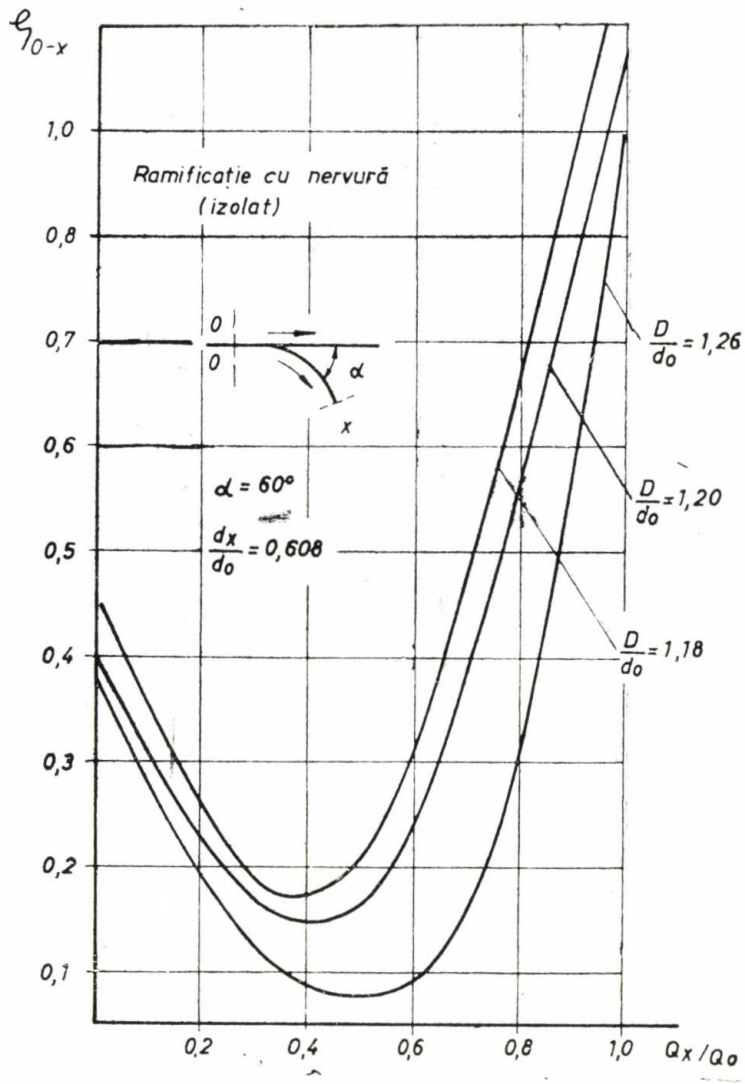


Fig. 14 Ramificație în ansamblul distribuitor.

formă de izotahe pentru un distribuitor asimetric ; în figura 17, valorile indicate pe izotahe, pentru acest regim de funcţionare, reprezintă abaterea în procente a vitezei faţă

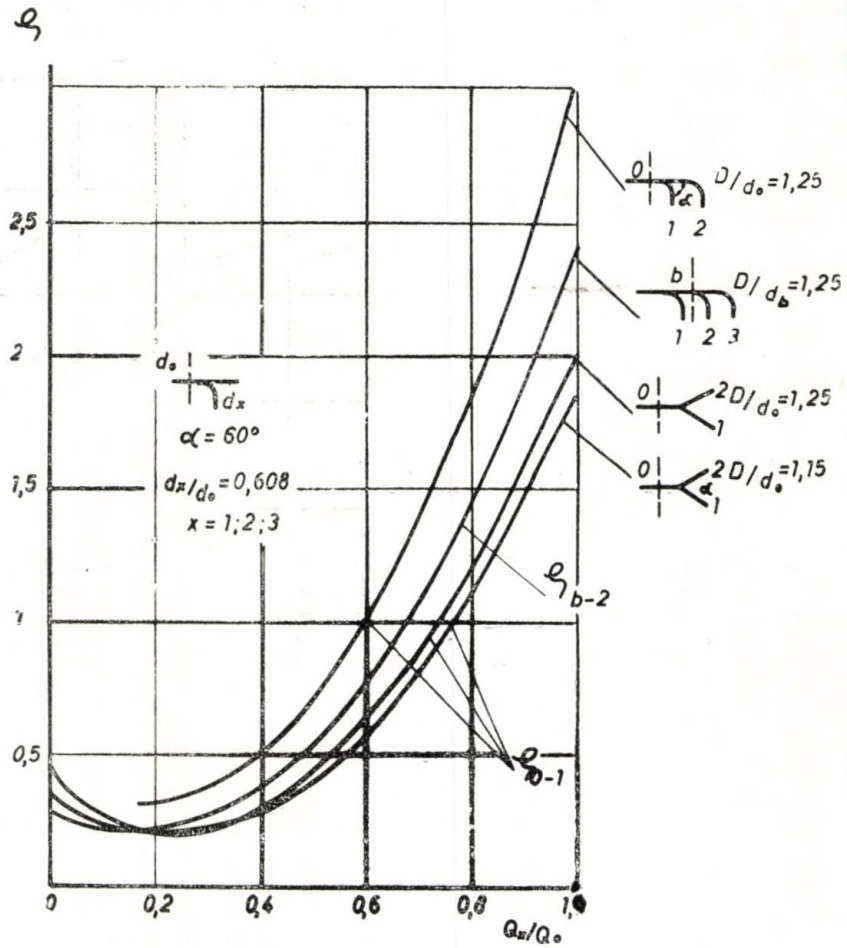


Fig. 15 Ramificaţie în ansamblul distribuitor.

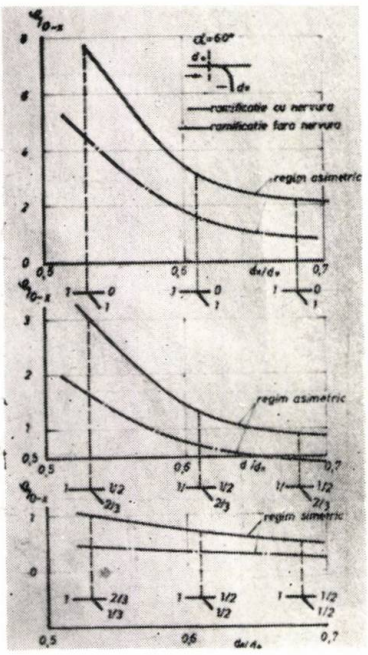


Fig. 16

de valoarea vitezei medii. Se constată un pronunţat efect de cot şi abateri pînă la 38 %.

Gradul de asimetrie s-a definit pe baza parametrului n, care reprezintă raportul din-

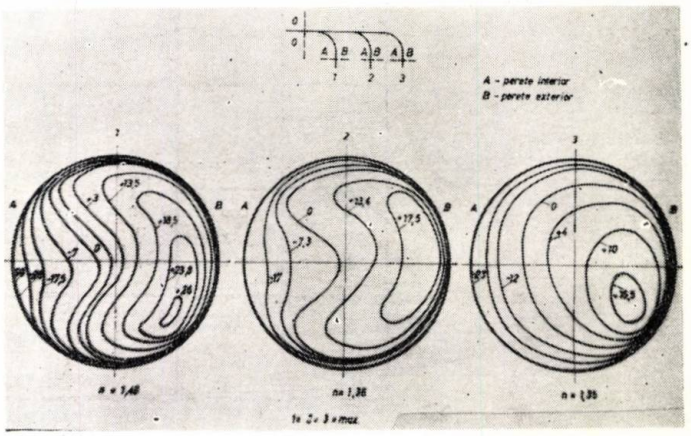


Fig. 17 Ansamblul distribuitor.

tre energiile aferente jumătății interioare și exterioare a secțiunii explorate (fig. 18).

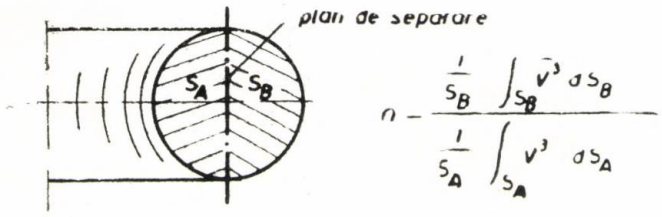


Fig. 18

Dependența parametrului n de raportul vitezelor V_x/V_0, deci, implicit, de regimul de încărcare, rezultă din figura 19.

Parametrul de asimetrie scoate în evidență, și în acest caz, importanța accelerării curentului la ieșire din ramificație, respectiv influența efectului de confuzor asupra simetriei curentului. Pentru valori $V_x/V_0 = (1{,}5 - 2)$, rezultă, în baza criteriului de asimetrie n, un cîmp de viteze axial simetric, satisfăcător. La valori mai mari ale raportului vitezelor, efectul asupra distribuției vitezelor este minim, față de efectul creșterii pierderilor în conductele de legătură, dintre ramificație și camera spirală, mai ales în cazul conductelor lungi.

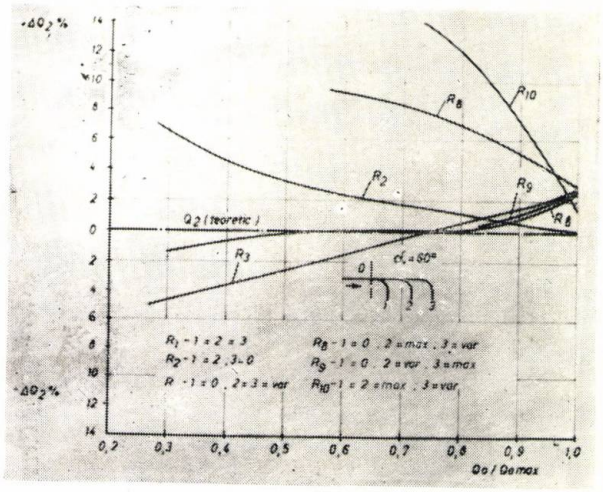


Fig. 21

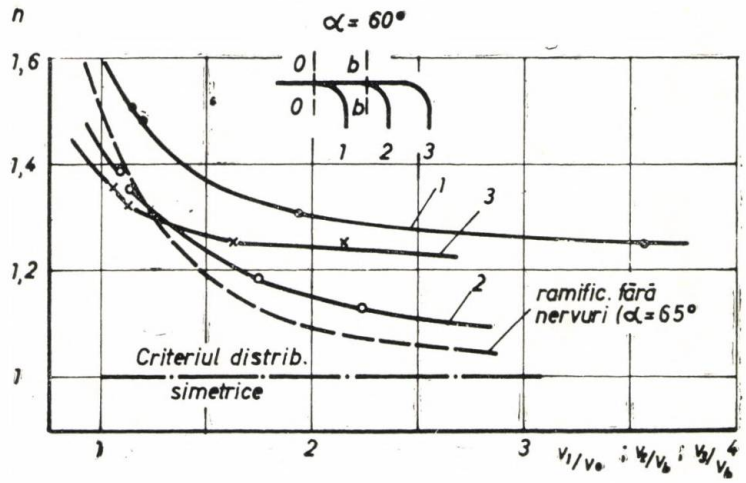


Fig. 19

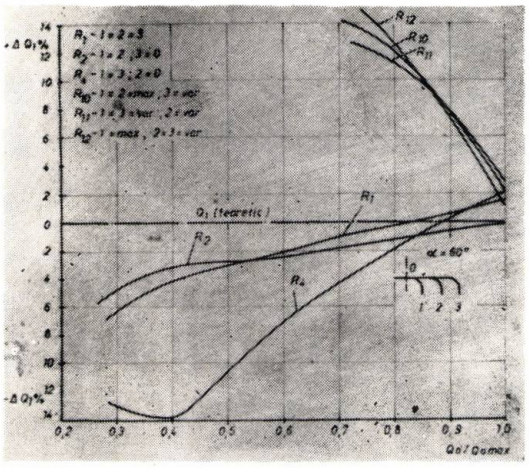


Fig. 20

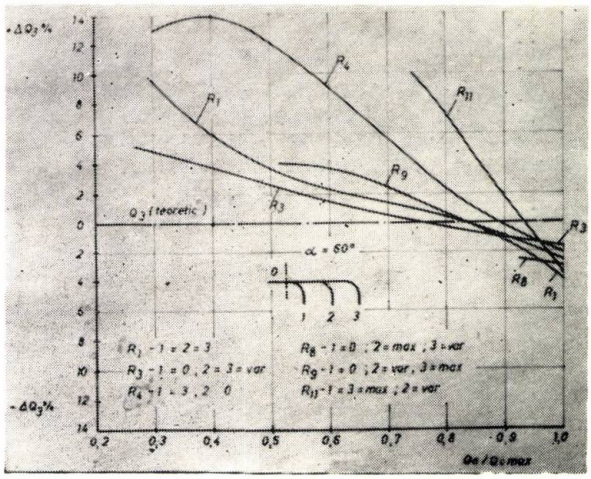


Fig. 22

Distribuția debitelor. Abaterile în procente a debitelor ΔQ_i, în cazul unui distribuitor cu două ramificații, față de debitul teoretic rezultă din figurile 20, 21 și 22.

Se constată că relația teoretică $Q_1 = Q_2 = Q_3$ se obține doar în cazul regimurilor simetrice de exploatare (R_i) și domeniul restrîns :

$$\frac{Q_o}{Q_{o\,max}} = 0{,}75 \div 0{,}85$$

Abaterile maxime apar în cazul regimurilor de exploatare asimetrice.

Concluzii

1. Pierderile de energie în ramificațiile distribuitoarelor depind de cifra Reynolds și de regimurile de exploatare.

2. Valorile coeficienților de pierdere, obținute pe baza încercărilor pe model (în condiții de similitudine geometrică completă, regimuri de automodelare și ramificații funcționînd în ansamblul distribuitorului) permit stabilirea corectă a performanțelor energetice ale distribuitorului funcționînd în ansamblul unei centrale hidroelectrice.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Anghel, A., Fernengel, D.:* Studii și cercetări experimentale efectuate pe modele și execuții industriale de distribuitoare. Lucrări realizate la CCSITEH Timișoara 1972—1980.

[2] *Anghel, A.:* Influența comportării hidraulice a distribuitoarelor asupra bilanțului energetic al unei amenajări — Sesiunea ICPEH Reșița — 1975.

[3] *Anghel, A.:* Regimul hidraulic de scurgere în ramificațiile conductelor forțate ale CHE. Sesiunea CCSITEH Timișoara, 1978.

[4] *Anghel, A., Fernengel, D.:* Ipoteze de calcul al ramificațiilor, verificate prin măsurări tensometrice pe execuții industriale. Sesiunea CCSITEH Timișoara — 1978.

[5] *Coste, Fl., Anghel, A., Fernengel, D.:* Distribuitoare cu nervură interioară pentru CHE de mare putere din R.S.R. Construcția de mașini, nr. 7 — 1975.

[6] *Anghel, A., Fernengel, D.:* Calculul ramificațiilor conductelor forțate ale centralelor hidroelectrice. A II-a Conferință de construcții metalice Timișoara — 1979.

[7] *Anghel, A.:* Contribuții la studiul pierderilor de energie în distribuitoarele conductelor forțate ale centralelor hidroelectrice. Sesiunea Inst. Politehnic Timișoara — 1979.

[8] *Süss, dr. Hassan:* Verminderung von Materialaufwand und Energieverlusten bei Verteilleitungen von Wasserkraftanlagen — Escher — Wyss-Mitteilungen 1/1958.

[9] *Müller, W. E.:* Druckrohrleitungen neuzeitlicher Wasserkraftwerke — Springer — Verlag. Berlin Heidelberg — 1968.

[10] *dr. Christ, A.:* Strömungsforschungen an Escher-Wyss Abzweigungen — Escher-Wyss-Mitteilungen, 2/1966.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3

ACHTUNG !

Ausländische Leser Können sich durch ILEXIM — Serviciul export-import presă, P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3.

ATTENTION !

Les lectures étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137. Telex 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3.

Întreprinderea de comerț exterior

centrozap

CENTROZAP

40-036 Katowice, Ligonia 7, POLONIA
C.P. 825 Telex 0312-416 Telefon 513-401

Oferta constă dintr-un sortiment larg de instalații de:

1. Ventilație

cu utilizarea a diferite ventilatoare destinate pentru:
- uscarea cu flux de aer cald sau de gaze de ardere;
- insuflarea în focare și cuptoare industriale;
- aspirarea gazelor de ardere în cuptoarele industriale și cazanele de abur;
- aerisirea galeriilor de mină, a secțiilor și halelor din fabrici, a navelor, sălilor de spectacole, atelierelor, antrepozitelor etc.

2. Climatizare

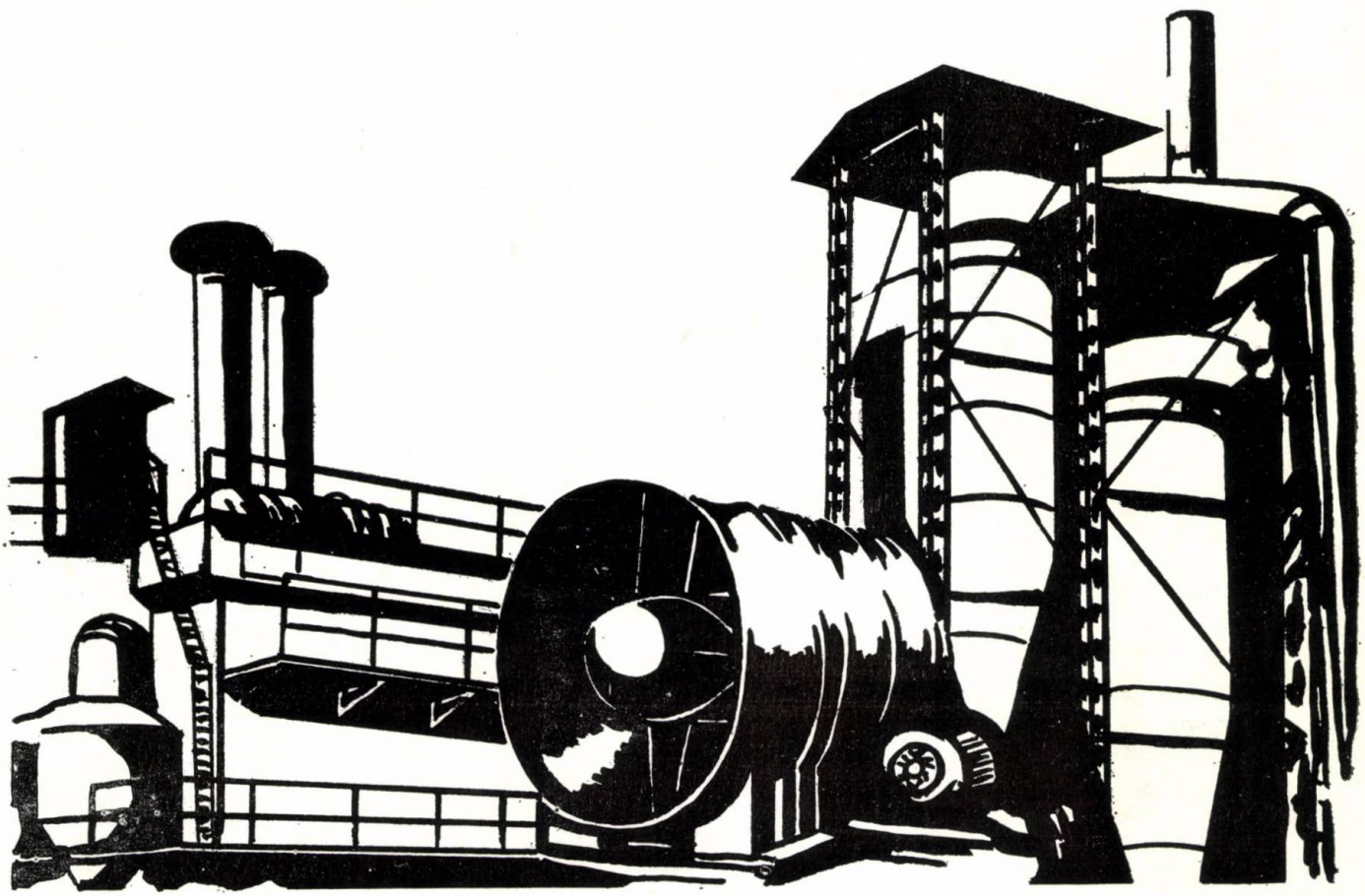
bazată în majoritate, pe brevete franceze, între care:
- centrale de climatizare cu randamente de 40 000 pînă la 160 000 m³/h:
- aparate de suprastructurare nefixate la sol, cu un randament de 3000 pînă la 40 000 m³/h, destinate în primul rînd industriei textile;
- aparate pentru condiționarea aerului, tip „sub fereastră";
- aparate pentru condiționarea aerului în cabinele podurilor rulante;
- sisteme automate pentru industria ușoară.

3. Desprăfuire

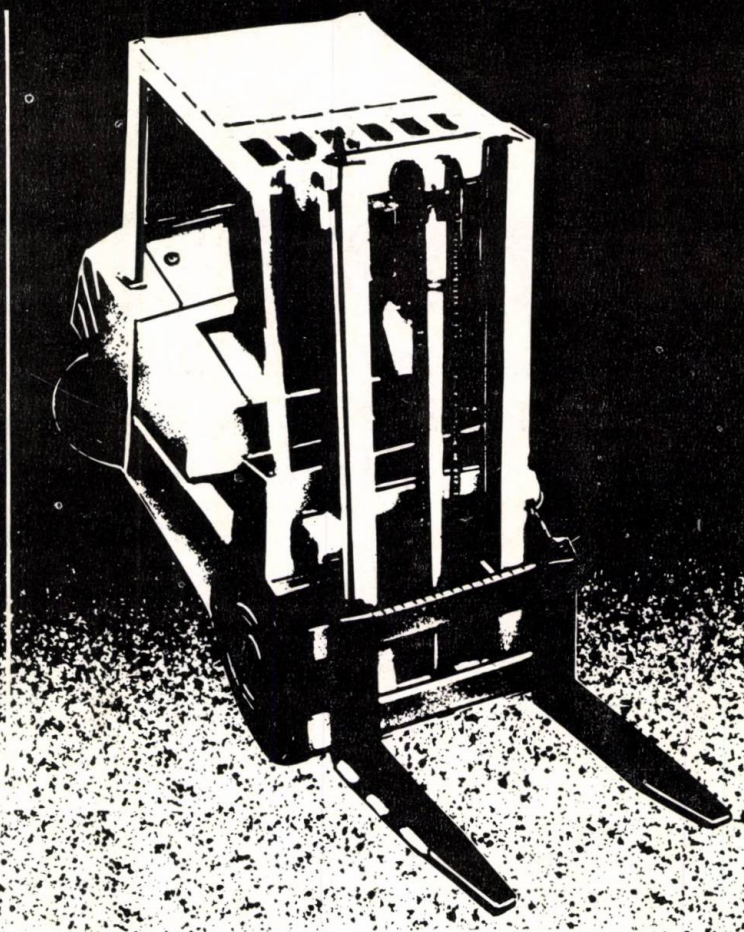
cu instalații de:
- saci filtranți;
- electrofiltre sau filtre cu insuflare intermitentă;
- separatoare de pulberi care lucrează uscat sau umed;
- cicloane, multicicloane și altele;
- instalații pentru absorbția de gaze anorganice și epurarea catalitică a gazelor.

Echipamentele menționate sînt oferite împreună cu proiectarea, livrarea și asistența la montaj a instalațiilor complete de desprăfuire sau de epurare fie a gazelor, fie a aerului, necesare în industria siderurgică, în turnătorii, industria chimică, industria prelucrătoare și în centralele energetice.

Efectuăm și analize privind poluarea atmosferei și a zonelor de protecție sanitară din întreprinderile industriale.



PUBLICOM



CU O STRUCTURĂ COMPACTĂ, ASIGURĂ O PRODUCTIVITATE RIDICATĂ

iată unul din principalele avantaje pe care le prezintă

CĂRUCIOARELE ELEVATOARE CU BRAŢ ÎN CONSOLA „RECORD – 2"

balkancar

Datorită numeroaselor sale posibilităţi, acest tip de echipament s-a impus ca un mijloc universal de manipulare în executarea lucrărilor de încărcare-descărcare şi în manevrarea încărcăturilor în depozite descoperite, gări, porturi, şantiere de construcţie, industria lemnului etc.

- Capacitate de încărcare de 2000, 2500, 3000, 3200 şi 3500 kg
- Înălţime de ridicare pînă la 4500 mm

Motor diesel D 3900 K fabricat sub licenţa firmei „Perkins" (78 CP la 2500 rot/min).

Performanţe dinamice perfecte şi viteze de lucru ridicate.

Transmisie hidrodinamică.
Cuplu conic cu demultiplicare, cu raport de transmisie de valoare mică.

Direcţie hidrostatică cu volant, cu servoefect, fabricată sub licenţa firmei „Zahnradfabrik"
Mecanism elevator telescopic dublu. Instalaţii hidraulice de înaltă productivitate.
Echipamente amovibile pentru manipularea unor sarcini variate din punct de vedere al felului şi al configuraţiei. Conducere şi control uşor de efectuat.
Cheltuieli reduse de exploatare.

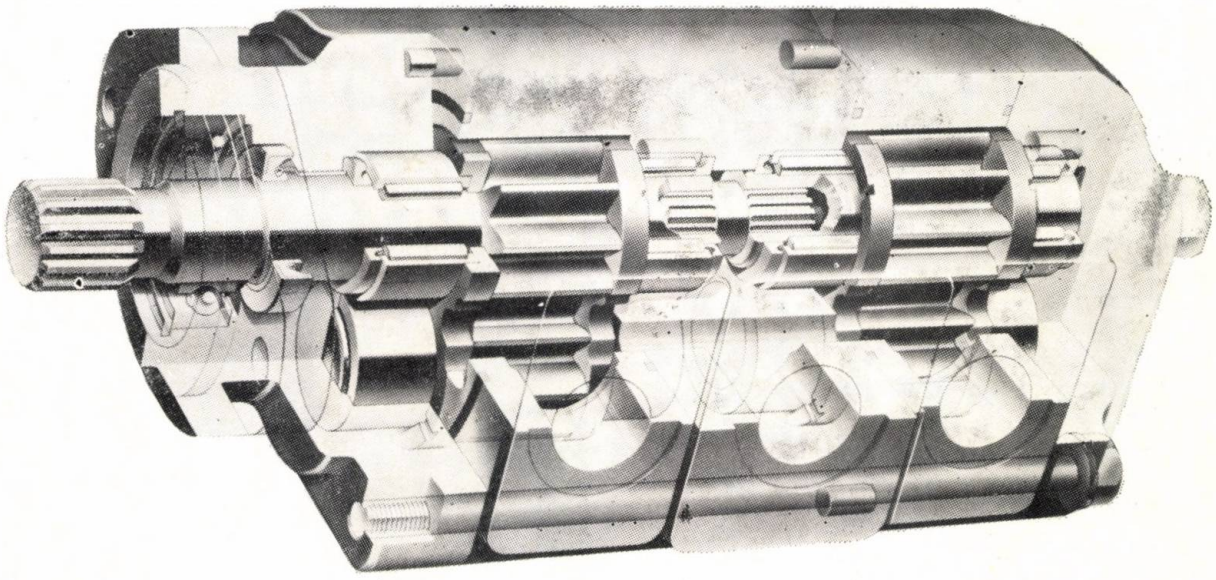
Exportator:

balkancarimpex

Telegrame: BALKANCARIMPEX Sofia

Telefon 655-01 Telex 023431/2 1156 Sofia, ul. Željo Vojvoda 48

Peste tot unde sînt mașini care excavează, împing, încarcă, se rotesc, apucă, smulg...



veți găsi Commercial

Buldozere, excavatoare, gredere, compactoare, macarale, motostivuitoare, macarale portal, autobasculante, trolii, încărcătoare frontale, tractoare, combine.

Peste tot unde este necesară o hidraulică de înaltă performanță, pentru a mări eficiența și economia, veți descoperi pompe, motoare, distribuitoare divizoare de debit și accesorii „COMMERCIAL HIDRAULICS" lucrînd din greu.

Și în spatele acestui întreg program de fabricație se află o organizație service cu centre în 21 de țări legate de 11 uzine din lumea întreagă.

Deci oricare ar fi dorințele dvs. și oriunde v-ați afla „COMMERCIAL" vă poate ajuta să rezolvați problemele.

Pentru o soluție la o problemă imediată sau pentru o mai bună informare, este suficient să apelați la adresa:

COMMERCIAL HYDRAULICS S.A.

Route D'Ettelbruck — Diekirch-Luxembourg —

Telex 0048-2313 — Telefon 80261

Pentru informații suplimentare că puteți adresa la: ICE INDUSTRIALEXPORT

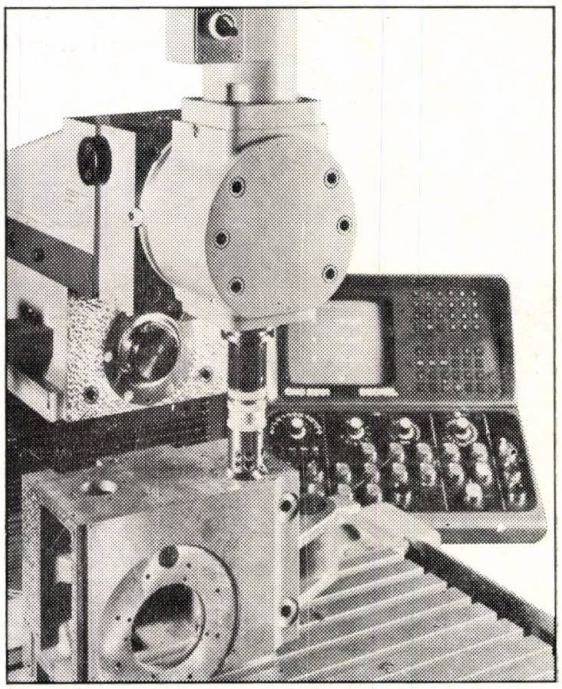
13, Bd. Dacia, București — Telefon 110730/119 — Protocol

Produsele noastre sînt deja introduse în țara dvs. prin intermediul Întreprinderii de Comerț Exterior UNIVERSAL TRACTOR

DECKEL

Precizie reglată la maşini universale de unelte, dela mono-piesă la mică serie

Oferta FP începe cu tipurile de bază FP1 pînă la FP3 şi FP3L/V, care sînt înzestrate serial cu un „indicator digital activ". Acesta conduce unelta automat în poziţie corectă faţă de piesă.
Treapta următoare de automatizare superioară este marcată de anexa A în denumirea de tip, adică FP3A. Această maşină este înzestrată cu comandă de segment programabilă prin testare, în tehnică de microprocesori. Caracteristica exterioară constă într-un ecran amenajat pe masa de comandă, ca organ central de control şi informaţie.
Treapta cea mai înaltă de automatizare a serii FP, este atinsă de tipurile marcate de anexa NC, adică de ex. FP4NC. Aici avem deaface cu maşini, ale căror axe de avans sînt înzestrate cu fuse cu bile precomprimate şi cu motoare de curent continuu.
În legătură cu comenzi CNC, aceste maşini de înaltă automatizare, fac posibil un regim de lucru cu comandă de traiectorie, cu deplasări pînă în 4 axe.



FP5C
Centru universal de prelucrare

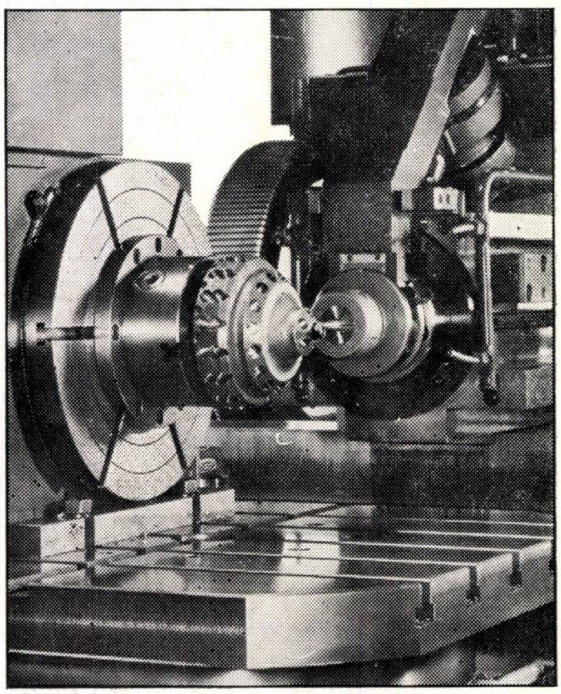
universal
facultativ: magazin-disc pentru 20 de unelte, magazin-lanţ pentru 50 de unelte, masă circulară comutantă 360 x 1°, masă fixă cu masă integrată circulară 360 x 1°, masă circulară NC cu sistem de măsurare Inductosyn (axul 4 NC), schimb de palete cu masă circulară 360 x 1°.

repede
domeniu de turaţie pînă la 4000 min^{-1}, avans rapid 10 m/min, schimb de unelte în 3 s din magazin autopurtat.

compact
domeniu de deplasare mare la o maşină mică, X-long. 800 mm, Y-vertical 500 mm, Z-transv. 630 mm, greutatea maşinei ca. 6000 kg.

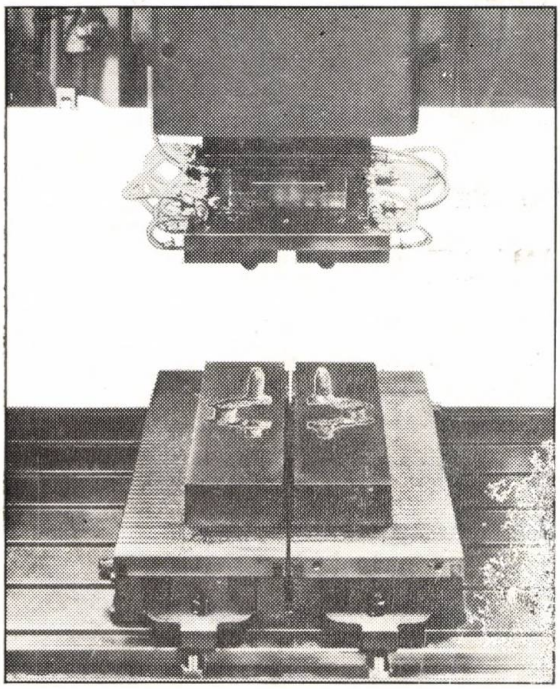
forţă-randament
antrenaj principal cu curent continuu 11 kW, putere de avans 20.000 N, fus principal cu 100 mmø, portscula cu con NK 50

exact
sistem direct de măsurare în toate axele.



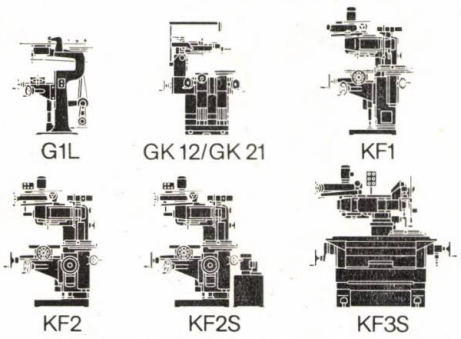
TOTUL DINTR-O SINGURĂ MÎNĂ

DECKEL



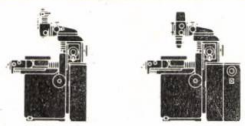
Maşini de electroerodat pentru ateliere de unelte

DE10, DE20, DE30 şi DE40. Programul Deckel de maşini de prelucrat prin electroeroziune, consecvent dezvoltat, cuprinde patru diferite mărimi de maşini, aşa că întreaga gamă, dela confecţionarea de piese mici pînă la cea de piese mari, poate fi delivrată de Deckel pentru atelierele de confecţionat unelte şi forme, pe lîngă maşinile universale de frezat, de gravat, respectiv de frezat prin copiere şi cu maşini de electroerodat.
Acest concept, dintr-o singură mînă, cu maşini armonizate între ele ca mărime, permite o plănuire optimală de ateliere, conform celor mai moderne principii.



Maşini universale de gravat şi de frezat prin copiere

universale de gravat şi copiat bi-ori tridimensional, mărind ori micşorînd, cu înaltă precizie de formă şi fineţă de suprafaţă.



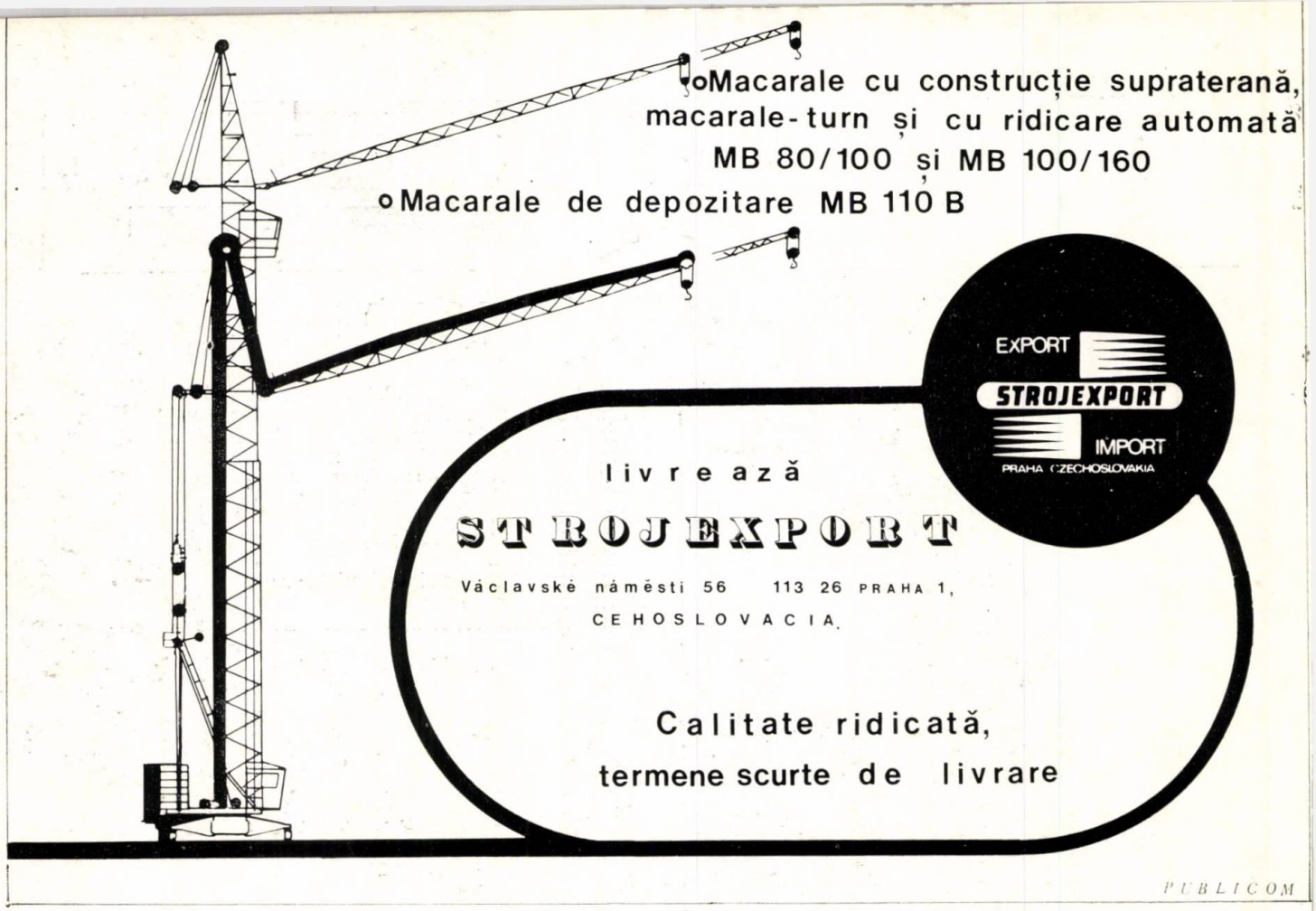
Maşini în coordinate

de alezat şi rectificat, pentru ateliere de uzinat mecanisme, pentru confecţionarea de piese de precizie, în ateliere de construit aparate şi modele - cu toleranţe în domeniu de micrometrii.

Maşini universale de rectificat unelte

DECKEL

Friedrich Deckel Aktiengesellschaft
Plinganserstr. 150 · D-8000 München 70
Tel. (0 89) 7 67 41 · Telex 05-23 070



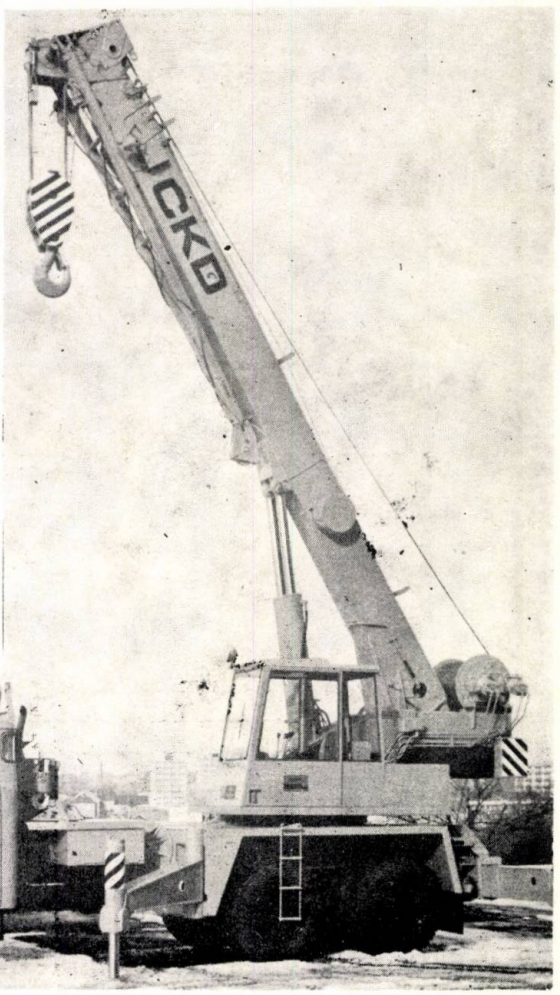
PUBLICOM

Întreprinderea cehoslovacă de comerț exterior PRAGOINVEST **exportă** mașini, echipamente și instalații complete fabricate de ČKD Praga — și de alte unități industriale de primă importanță din Cehoslovacia.

Nomenclatorul programului de export al întreprinderii conține: motoare diesel, agregate diesel pentru producerea de energie electrică, turboexhaustoare, compresoare mobile și compresoare staționare, turbocompresoare, instalații de răcire, transformatoare, motoare, semiconductoare de putere, automacarale, locomotive diesel, tramvaie, cutii de viteză, cuplaje, mașini și echipamente pentru materialele de construcții, ceramică fină și brută, precum și echipamente pentru prelucrarea minereurilor.

Pentru următoarea perioadă enumerăm: instalația de climatizare pentru minele adînci — care a fost distinsă cu medalia de aur la Tîrgul internațional al construcțiilor de mașini Brno '78 —, mașini automate pentru liniile de fabricare a cărămizilor, produse sub licența LINGELIN, care reprezintă în momentul de față cel mai înalt nivel mondial în domeniu, automacaraua de 20 de tone care continuă tradiția automacaralelor AD-20.

Cei interesați se pot adresa pentru detalii tehnice sau comerciale, direct firmei, sau Agenției economice cehoslovace din București, strada Oțetari nr. 3.



Automacara AD-20

cea de-a 22-a ediție a

TÎRGULUI INTERNAȚIONAL

DE CONSTRUCȚII DE MAȘINI

10 – 18 . 9 . 1980

BRNO

Mașinile-unelte progresive — parte componentă importantă a producției moderne — sînt prezentate într-un sortiment bogat la standul întreprinderii de comerț exterior STROJIMPORT, Praga, din cadrul celui de al XXII-lea tîrg internațional din Brno, care va avea loc între 10 — 18 septembrie 1980.

Exponatele se află în pavilionul B – partea centrală a pavilionului K

și în zona de aer liber M.

De asemenea :

- în galeria pavilionului B — sculele și instrumentele de măsură ;
- în pavilionul KOVOFINIŠ — echipamentele pentru prelucrarea suprafețelor ;
- în pavilionul INPRO — unitățile de investiție.

STROJIMPORT AG
130 52, Praha 3
Vinchradská 184
Telex Praha 122241 STIM C
Telegrame Strojimport, Praha

Strojimport

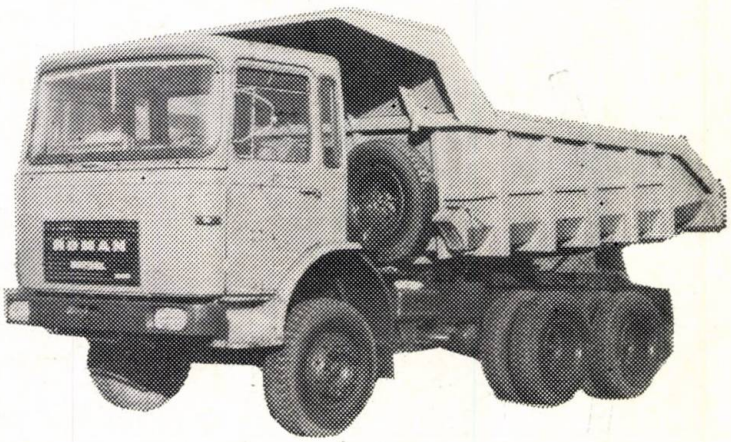
Împreună cu producătorii cehoslovaci, vă invităm să ne vizitați expoziția

publicom

UMM ÎNTREPRINDEREA MECANICA MÎRŞA

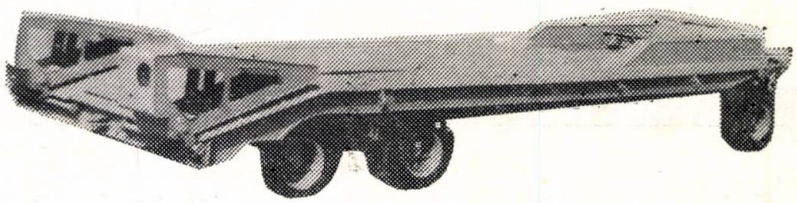
oferă produsele:

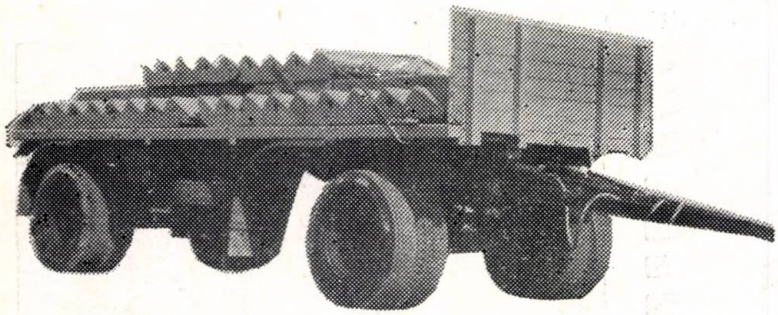
AUTOBASCULANTE
pentru uz general echipate cu motoare Diesel, sarcină utilă 8 — 16 t .



AUTOBASCULANTE GRELE
de 25; 50 şi 100 t pentru transporturi de pământ, minereuri şi diferite roci în carieră şi mine de suprafaţă.

REMORCI AUTO JOASE
sarcină utilă 20, 40 şi 60 t pentru transportul diferitelor tipuri de utilaje.



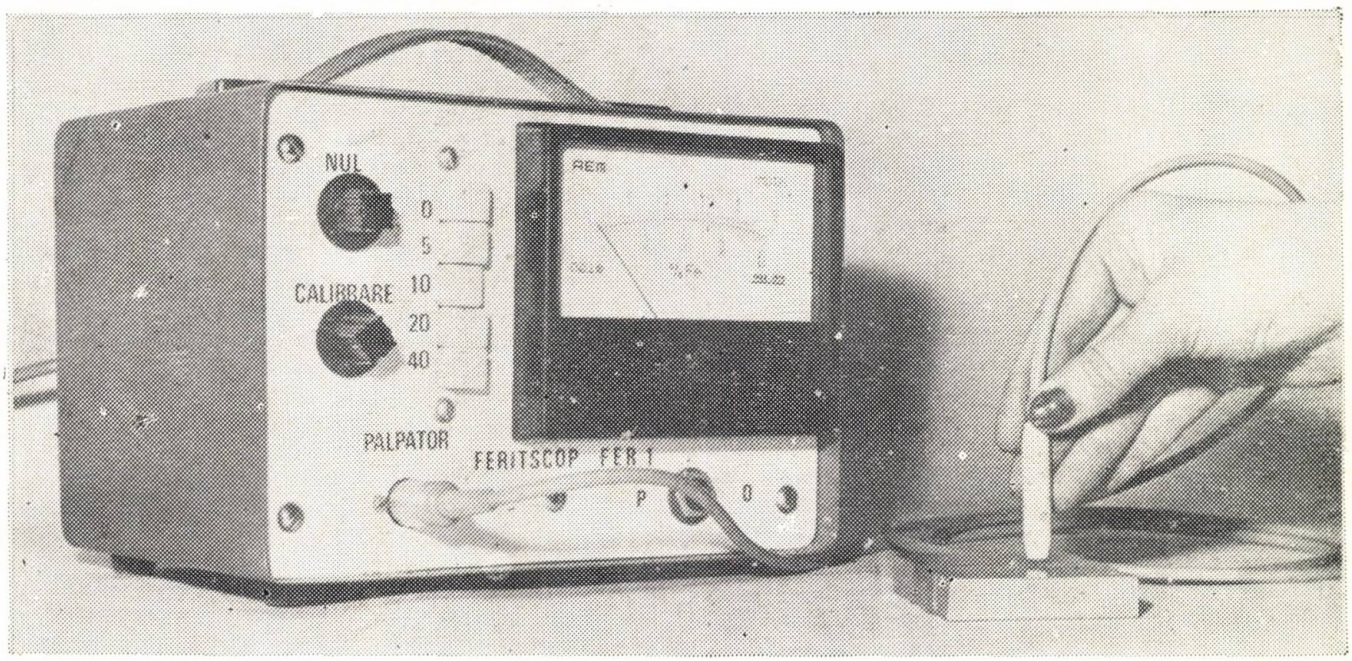


REMORCI AUTO
sarcină utilă 8 — 12 t pentru transportul diferitelor materiale ambalate sau în vrac.

DESFACEREA PRODUSELOR LA EXPORT SE FACE
PRIN I.C.E. „AUTOEXPORTIMPOT" BRAŞOV

FER-1 măsoară conținutul de ferită direct pe piesă, rapid și precis în oțeluri austenitice, suduri și placări.

APARATUL PORTABIL FERITSCOP FER 1 VA SPUNE ADEVARUL DESPRE FERITA DIN PRODUSELE DUMNEAVOASTRA



— domenii de măsură: 5, 10, 20, 40 % ferită delta

— clasa de precizie: 5

— masa: 4 kg

— alimentare la rețea de 220 V c.a.

ISIM Timișoara vă livrează aparate FERITSCOP FER-1 pe bază de comandă în termen de cca. 6 luni.

FER 1

FER 1

FER 1

ISIM, Bd. Mihai Viteazul nr. 30, 1900 Timișoara, tel. 1.86.35

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.

8. Autorul trebuie **să garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Cal. Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

C S I T E H

Centrul de Cercetare Științifică și Inginerie Tehnologică pentru Echipamente Hidroenergetice Reșița

proiectează:

— *Instalații de turbine hidraulice de toate tipurile (Kaplan, Francis, Pelton, bulb) ;*

— *Instalații de hidrogeneratoare în gama de puteri și turații în care se realizează turbinele ;*

— *Grupuri de pompare pentru centrale de acumulare prin pompaj ;*

— *Echipamente hidromecanice (vane, stavile, batardouri, porți pentru ecluze, grătare, mașini de curățat grătare, colectoare, distribuitoare etc.), împreună cu sistemele de acționare și automatizare aferente ;*

— *Echipamente de motoare diesel pentru tracțiune feroviară și propulsie navală ;*

— *Echipamente de rulare pentru locomotive, automotoare și tramvaie ;*

— *Mașini electrice cu puteri peste 0,4 MW de curent continuu și alternativ pentru acționări de laminoare, compresoare de aer și gaze, mori de ciment, pompe pentru alimentări centrale și irigații, etc. ;*

— *Construcții metalice sudate și elemente tipizate ;*

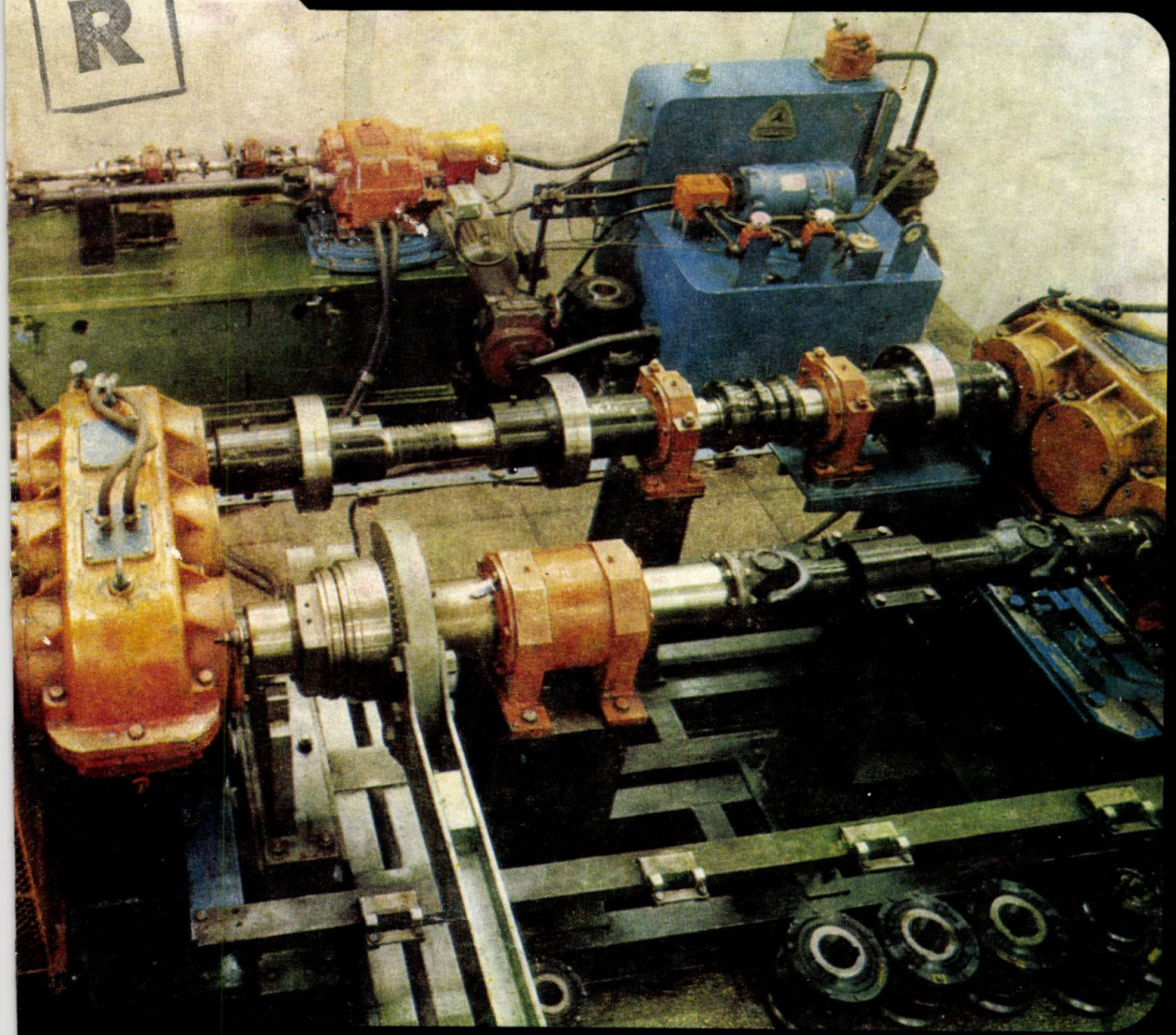
— *Compresoare .*

RESITA

F 3279

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

R

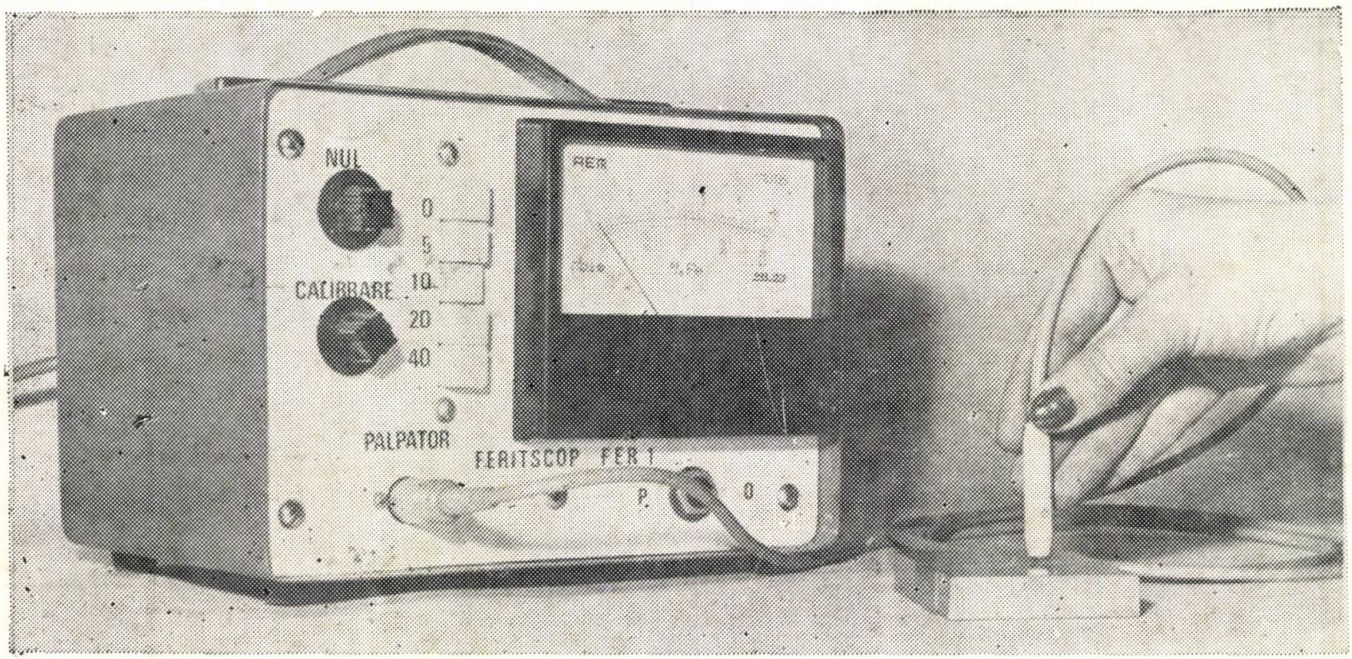


BUCUREȘTI ■ ANUL XXXII ■ OCTOMBRIE ■ 1980

10

FER-1 măsoară conținutul de ferită direct pe piesă, rapid și precis în oțeluri austenitice, suduri și placări.

APARATUL PORTABIL FERITSCOP FER 1 VA SPUNE ADEVARUL DESPRE FERITA DIN PRODUSELE DUMNEAVOASTRA



— domenii de măsură: 5, 10, 20, 40 % ferită delta

— clasa de precizie: 5

— masa: 4 kg

— alimentare la rețea de 220 V c.a.

ISIM Timișoara vă livrează aparate FERITSCOP FER-1 pe bază de comandă în termen de cca. 6 luni.

FER 1

FER 1

FER 1

ISIM, Bd. Mihai Viteazul nr. 30, 1900 Timișoara, tel. 1.86.35

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXII, 10, octombrie, 1980

CUPRINS

Probleme de tribologie în construcția de mașini *)

PAVELESCU, D. : **Preocupări tribologice în construcția de mașini și perspectivele ce se deschid în lumina hotărîrilor Congresului al XII-lea al P.C.R.** 493

1. Procese de uzare

PAVELESCU, D. : **Aspecte privind modul în care este corelată evoluția procesului de formare cu a celui de uzare.** 495

2. Angrenaje

STERE, N. : **Tehnica durificării roților dințate.** 500

MATIEȘAN DORINA, CHIȘIU, AL., VERMEȘAN, G., POP, D., MOSORA, EUGENIA, SUCALĂ, I. : **Comportarea la uzură a roților dințate tratate termochimic.** 505

POPINCEANU, N.G. : POPOVICI, G.A. **Aspecte ale influenței lubrifierii asupra capacității portante la angrenajele cilindrice.** 507

ANTONESCU, N.N. : VOICU, E., NEACȘU M. GIMPIREA, M. : **Cercetări privind comportarea la uzare și capacitatea de ungere a unor noi tipuri de uleiuri destinate transmisiilor industriale.** 509

3. Lagăre

RAȘEEV, D., ZECHERU, GH. : **Relații de calcul al durabilității lagărelor de alunecare ale sapelor cu trei conuri destinate forajului la mare adîncime.** 514

PASCOVICI, M.D. VLADU, FL. **Aspecte ale proiectării moderne a lagărelor radiale hidrodinamice.** 517

IVANCENCO, S. : **Proiectarea lagărelor radiale portante echipate cu cuzineți sinterizați autolubrifianți (impregnați cu ulei).** 519

DEMIAN, T., PASCU, A., GUSAR, NADEJDEA : **Determinări experimentale asupra vibrațiilor autoîntreținute din lagărele și ghidajele gazostatice.** 524

4. Rulmenți, frîne și organe de asamblare

GAFIȚANU, M., NĂSTASE, D., RACOCEA, C. **Încercări experimentale ale rulmenților radiali oscilanți cu role butoi funcționînd în domeniul contactului punctual modificat.** 526

MURARU, D., RĂDĂCINĂ, N. : **Aspecte tribologice privind ghidajele de rostogolire de tipul bucșă cu bile, pentru deplasări rectilinii pe suprafețe cilindrice, folosite în construcția de mașini-unelte.** 528

SÎRBU, GR. : **Considerații asupra aspectelor termice în cupla de frecare a frînelor pentru mașina de ridicat.** 532

BEJAN, C. : **Fiabilitatea determinată de uzare la șuruburile de fixare din gama M 3 — M 24.** 536

5. Tîrguri și expoziții

OPRESCU, T. : **Tîrgul internațional Leipzig.** 540

[1]) Lucrări prezentate în cadrul Conferinței pe țară „TRIBOTEHNICA 1980", Hunedoara, 16—17 mai.

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonatori științifici : Prof. dr. doc. șt. Dan Pavelescu,
Șef lucr. dr. ing. Ștefan Stanciu

SUMARE

CZ : 621.891 : 620.178.1.004.6

Pavelescu, D: **Aspecte privind modul în care este corelată evoluţia procesului de frecare cu a celui de uzare.**

Lucrarea prezintă, sintetic, anumite aspecte privind evoluţia frecării, precum şi a uzării, în cazul aceluiaşi proces, stabilind o bază de discuţie asupra modului în care este corelată evoluţia acestui fenomen complex. Pornind de la observaţia că, în timp ce frecarea este permanentă, uzura se produce aleatoriu, autorul propune o relaţie între parametrii care intervin în cursul procesului, pe baza căreia se poate stabili, mai precis, gradul de influenţă a acestora şi eroarea ce apare în cazul utilizării teoriei Amontone — Coulomb.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 10, 6 fig., 1 tab., 12 ref.

CZ : 621.833

Stere, N: **Tehnica durificării roţilor dinţate.**

Autorul subliniază necesitatea corelării tenacităţii materialului de bază, cu gradientul durităţii stratului superficial ceea ce permite restrîngerea gamei de oţeluri utilizate. Se stabilesc relaţii de recurenţă între presiunea de contact a flancurilor (σ_H) şi rezistenţa la încovoiere (σ_{η}), între duritate (*HB*) şi σ_{η}, precum şi între grosimea stratului durificat (a_c) şi σ_H. Lucrarea conţine indicaţii privind alegerea materialului, a tratamentului şi a adîncimii de durificare sub formă de diagrame şi tabele.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 10, 3 fig., 4 tab., 10 ref.

CZ : 620.178.1.004.6 : 621.833 : 621.78

Matieşan, Dorina, Chişiu, Al., Vermeşan, Gh., Pop, D., Mosora Eugenia, Sucală, I.: **Comportarea la uzură a roţilor dinţate tratate termochimic.**

Încercările asupra unor angrenaje cilindrice cu dinţi înclinaţi din oţel 18 MC supuse carburării şi carbonitrurării evidenţiază buna comportare a roţilor dinţate carbonitrurate şi tratate sub zero grade. Programul de încercări a cuprins stabilirea limitei capacităţii portante a flancului funcţie de uzura prin ciupituri (pitting). Tabelul conţine rezultatele încercărilor (duritatea superficială în relaţie cu adîncimea stratului durificat) pentru patru variante de tratament termochimic.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 10, 8 fig., 1 tab., 4 ref.

CZ : 621.891.2 : 620.1 : 621.831

Popiceanu, N., Popovici, Gh.: **Aspecte ale influenţei lubrifierii asupra capacităţii portante la angrenajele cilindrice.**

Articolul aduce o serie de completări privind metoda unitară de calcul al roţilor dinţate. Datele, obţinute experimental, se referă la influenţa lubrifiantului (compoziţie şi vîscozitate) şi a condiţiilor de ungere, asupra capacităţii portante a angrenajului. Autorii recomandă ca noua metodică să ţină seama de natura lubrifiantului şi de viteza relativă a flancurilor, exprimate în coeficienţi specifici.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 10, 5 fig., 10 ref.

CZ : 620.178.1.004.6 : 621.892

Antonescu, N., Voicu, E., Neacşu, M., Gimpirea, M.: **Cercetări privind comportarea la uzare şi capacitatea de ungere a unor noi tipuri de uleiuri destinate transmisiilor industriale.**

În condiţiile normale de funcţionare a transmisiilor industriale, se obţine o rezistenţă maximă la uzură, corelînd — corespunzător — cuplurile de materiale cu lubrifianţi adecvaţi. Experienţele efectuate cu uleiuri aditivate — indigene şi din import — au demonstrat că uleiurile cu aditivi pe bază de sulf şi fosfor (U 653 şi U 657) asigură o rezistenţă la uzare mai bună decît cele aditivate pe bază de sulf, fosfor şi plumb (U 652 şi U 654). Rezultatele obţinute justifică înlocuirea aditivilor importaţi cu cei fabricaţi în ţară.

Construcţia de maşini, 32 (1980) ; nr. 10, 5 fig., 4 tab., 4 ref.

CZ : 665.5.002.5 : 621.822

Raşeev, D., Zecheru, G: **Relaţii de calcul al durabilităţii lagărelor de alunecare ale sapelor cu trei conuri destinate forajului de mare adîncime.**

Relaţiile de calcul s-au stabilit utilizînd metode de analiză dimensională generală şi de statistică matematică. S-a avut în vedere determinarea experimentală a variaţiei vitezei de uzare (*Vu*) şi a principalilor parametri care o influenţează (sarcina lagărului, viteza relativă de alunecare şi jocul radial iniţial), în scopul scrierii unei funcţii care exprimă durabilitatea lagărului. Relaţiile de calcul permit obţinerea parametrilor optimi de exploatare.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 9, 2 fig., 1 tab., 3 ref.

CZ : 621.822

Pascovici, M., Vladu, F: **Aspecte ale proiectării moderne a lagărelor radiale hidrodinamice.**

Autorii prezintă o metodă de proiectare plecînd de la teoria lubrificaţiei şi indică criteriile de alegere a ajustajului şi a lungimii relative a lagărului (*B/D*). Valorile optime pentru mărimile analizate sînt stabilite pe baza unui program de calcul. Se subliniază importanţa deosebită a cunoaşterii funcţiei vîscozitate — temperatură asupra exactităţii calculelor.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 10, 3 fig., 5 ref.

CZ : 621.822 : 621.892

Ivancenco, S: **Proiectarea lagărelor radiale portante echipate cu cuzineţi sinterizaţi autolubrifianţi, impregnaţi cu ulei.**

Lucrarea expune o metodă originală de proiectare, precum şi indicaţiile constructive şi funcţionale necesare realizării lagărelor de acest tip. Calculele iau în considerare efectele hidrodinamice din lagăre şi consecinţele lor termice. Metoda prezentată conţine şi indicaţii de estimare a durabilităţii lagărelor şi de efectuare a rodajului.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 10, 7 fig., 10 ref.

CZ : 621.822 : 621-752

Demian, Tr., Pascu, A., Gusar, N: **Determinările experimentale asupra vibraţiilor autointreţinute din lagărele şi ghidajele gazostatice.**

Rezultatele experimentale obţinute pe standul prezentat confirmă faptul că micşorarea volumului buzunarului de alimentare, a presiunii de alimentare şi a încărcării sînt factori care influenţează favorabil stabilitatea lagărului. Ultimii doi factori sînt în contradicţie cu o exploatare integrală a posibilităţilor de portanţă ale lagărului, astfel încît — pentru proiectare — trebuie acordată atenţie deosebită dimensionării corecte a buzunarului de alimentare (dacă este posibil, se renunţă la el).

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 10, 6 fig., 2 ref.

CZ : 669.014.018.2

Gafiţanu, M., Năstase, D., Racocea, C: **Încercarea experimentală a rulmenţilor radiali-oscilanţi cu role-butoi funcţional în domeniul contactului punctual modificat.**

Articolul demonstrează concordanţa dintre rezultatele încercărilor experimentale şi datele de calcul obţinute pe baza secţionării contactului rolă — cale de rulare în zone. Aceste rezultate se referă la variaţia capacităţii dinamice de bază cu sarcina aplicată pe rulmenţi. Se infirmă concepţia potrivit căreia capacitatea dinamică de bază a unui rulment constituie o mărime constantă, indiferent de forţa care îl solicită.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 10, 3 fig., 5 ref.

CONTENTS

D.C. : 621.891 : 620.178.1.004.6

Pavelescu, D.: **Aspects concerning the manner in which the evolution of rubbing and wear processes is correlated.**

The paper presents synthetically certain aspects concerning the evolution of friction, as well as of wear within the same manner, the evolution of this complex phenomenon is correlated. Starting from the remark, that wear is randomly produced, whereas friction is permanent, the author suggests a relation among the parameters acting during the process, with which their influence degree and the error occurring when the Amontone-Coulomb theory is used may be established with more accuracy.

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 10, 6 figs., 1 tabs., 12 refs.

D.C. : 621.833

Stere, N.: **Hardening technology for gears.**

The author points out the need to correlate tenacity of basic material with hardness gradient of surface layer, allowing to reduce the range of the steel used for. Recurrence relations are established between the contact pressure of flanks (σ_H) and bending resistance (σ_0), between hardness (HB) and σ_0, as well as between thickness of hardened layer (a_c) and σ_H. The paper contains indications concerning material choice, treatment and hardening depths under the form of diagrams and tables.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 10, 3 figs., 4 tabs., 10 refs.

D.C. : 620.178.1.004.6 : 621.833 : 621.78

Matieșan, D., Chișiu, Al., Vermeșan, Gh., Pop, D., Mosora, E., Sucală, I.: **Wear behaviour of thermochemically treated gears.**

Tests concerning some cylindrical gears with wheel of 18 MC 10 steel submitted to carburation and carbonitriding prove good behaviour of carbonitrided gear treated under zero degrees. The test programme provided to establish the bearing strength limit of the flank, function of pitting wear. The table contains test results (surface hardness in relation to the depth of hardened layer) for four alternatives of thermochemical treatment.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 10, 8 figs., 1 tab., 4 refs.

D.C. : 621.891.2 : 620.1 : 621.831

Popinceanu, N., Popovici, Gh.: **Aspects of the influence of lubricating bearing strength in cylindrical gears.**

The paper brings a series of completions concerning the unitary computing method for gears. The experimentally obtained data refer to the influence of the lubricant (composition and viscosity) and of the greasing conditions on the bearing strenght of gear. The authors recommend, that the new method should take account of the nature of lubricant and the relative speed of flanks, expressed in specifical rates.

Costructia de mașini, 32 (1980), Nr. 10, 5 figs, 10 refs.

D.C. : 620.178.1.004.6 : 621.892

Antonescu, N., Voicu, E., Neacșu, M., Gimpirea, M.: **Researches concerning wear behaviour and greasing capacity of some new oil-types meant for industrial gears.**

In normal working conditions of industrial gears, a maximal wear resistance is obtained, when the materials couples and the fitting lubricants are accordingly correlated. Experiences effected with additivated oils- — home products and imported ones — have proved, that oils with additives on sulphur and phosphorus basis (U 653 and U 657) ensure a better wear resistance than those additivated on sulphur, phosphorus and lead basis (U 652 and U 654). The results obtained justify the replacement of imported additives with those home-produced.

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 10, 5 figs., 4 tabs., 4 refs.

D.C. : 665.5.002.5 : 621.822

Rașeev, D., Zecheru, Gr.: **Computing relations in hardness at sliding bearings for three-cone bits meant for deep drilling.**

The computing relations were established by using methods of general dimensional analysis and of mathematical statistics. In was provided, to experimentally determine the variation of wear speed (V_u) and the main parameters of influence (bearing duty, relative sliding speed and the original radial clearance), in order to write down a function, expressing bearing hardness. The computing relations allow to obtain optimal operating parameters.

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 10, 2 figs., 1 tabs., 3 refs.

D.C. : 621.822

Pașcovici, M., Vladu, F.: **Aspects of modern hydrodynamical radial bearings design.**

The authors present a designing methods, starting from lubrication theory and indicates the criteria of fittings choice and of relative bearing length (B/D). Optimal values for the parameters analysed are established with a computing programme. The authors point out, that it is particularly important to know the viscosity-temperature function, for computing accuracy.

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 10, 3 figs., 5 refs.

D.C. : 621.822 : 621.892

Ivancenco, S.: **Design of radial bearings, provided with self-lubricated sintered, oil-impregnated backings.**

The paper presents an original designing method, as well as building and functional indications for bearings of this type. Computing takes into consideration the hydrodynamical effects in bearings and their thermal consequences. The method presented contains indications, too, for estimating bearings hardness and effecting their running in.

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 10, 7 figs., 10 refs.

D.C. : 621.822 : 621-752

Demian, Tr., Pascu, A., Gusar, N.: **Experimental determinations on self-maintained vibrations in gasstatical bearings and slides.**

The experimental results obtained on the testbench presented assert the fact, that the reduction of feeding-pocket volume, of feed-pressure and of load are factors with good effects on bearing stability. The latter two factors are in contradiction with the full use of bearing possibilities, so that in design special attention is to be paid to correct feeding pocket size (if possible, it may be avoided).

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 10, 6 figs. 2 refs.

D.C. : 669.014.018.2

Gafițanu, M., Năstase, D., Racocea, C.: **Experimental testing of radial oscillating barrel-shaped roller bearings operating in the area of modified point contact.**

The paper proves the accordance between experimental tests results and computation data obtained by sectioning the roller-track contact by zones. These results refer to the variation of basic dynamical strength with load applied on bearings. The conception is contested, according to which the basic dynamical strength of a bearing may constitute a constant value, non-pending on the force which has required it.

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 10, 3 figs., 5 refs.

SOMMAIRE

C.D. : 621.891 : 620.178.1.004.6

Pavelescu, D.: **Aspects sur le mode dont l'évolution du processus de frottement est en corrélation avec celui de l'usure.**

L'article présente brièvement certains aspects concernant l'évolution du frottement et de l'usure dans le même processus en établissant une base de discussion sur l'évolution de ce phéunomène complexe. Pendant que le frottement est permanente l'usure se procheise aléatoirement ; l'auteur propose une relation entre les paramètres qui interviennent durant le processus, sur lequelle on peut établir plus précisément le degré d'influence de ces paramètres-ci et l'erreure qui apparaît en utilisant la théorie Amontone-Coulomb.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 10, 6 fig., 1 tab., 12 ref.

C.D. : 621.891.2 : 620.1 : 621.831

Stere, N.: **La technique de la dureté des roues dentées.**

L'auteur souligne la nécessité de mettre en corrélation la dureté du matériau de base et le gradient de la dureté de la couche superficielle, ce qui permet de réduire la gamme des aciers utilisés. On établit des relations de récurrence entre la pression de contact des flancs (σ_H) et la résistance à la flexion (σ_0), entre dureté (HB) et σ_0, ainsi qu'entre l'épaissur de la couche rendue dure (a_c) et σ_H. L'article contient des indications concernant le choix du matériel, du traitement et de la profondeur de dureté sous forme de diagrammes et de tableaux.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 10, 3 fig., 4 tab., 10 ref.

C.D. : 621.833

Popinceanu, N., Popovici, Gh.: **Aspects de l'influence de la lubrification sur la capacité portante aux engrenages cylindriques.**

L'article apporte une série de complétements sur la méthode unitaire de calcul des roues dentées. Les données obtenues par voie expérimentale se rapportent à l'influence du lubrifiant (composition et viscosité) et des conditions de graissage sur la capacité portante de l'engrenage. Les auteurs recommande que la nouvelle méthode tienne compte de la nature du lubrifiant et de la vitesse rélative des flancs, éxprimées dans des coefficients spécifiques.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 10, 5 fig., 10 ref.

C.D. : 620.178.1.004.6 : 621.833 : 621.78

Matieşan, D., Chişiu, Al., Vermeşan, Gh., Pop, D., Mosora, Eugenia, Sucală, I.: **Le comportement à l'usure des roues dentées traitées, termochimiquement.**

Les essais sur des engrenages cylindriques avec des dents courbées en acier 18 MC 10 soumis à la carburation et à la carbonitruration mettent en evidence le bon comportement des roues dentées carbonitrurées et traitées sour zéro degrés. Le programme des essais a renfermé l'établissement de la limite de la capacité portante du flanc, en fonction de l'usure par pittings. Le tableau contient les résultats des essais (la dureté superficielle en relation avec la propondeur de la couche dure) pour quatre variantes de traitement termochimique.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 10, 8 fig., 1 tab., 4 ref.

C.D. : 620.178.1.004.6 : 621.892

Antonescu, N., Voicu, E., Neacşu, M., Gimpirea, M.: **Recherches sur le comportement à l'usure et la capacité de graissage de certains nouveaux types d'huiles destinés aux transmissions industrielles.**

Dans des conditions normales de fonctionnement des transmissions industrielles, on obtient une résistance maximale à l'usure, en mettant en corrélation les couples des matériaux avec les lubrifiants adéquats. Les expériences faites sur des huiles avec additif — indigènes ou d'importation — ont démontré que les huiles avec additif ayant comme principaux éléments le soufre et le phosphore (U 653 et U 657) assurent une meilleure résistance à l'usure que celles ayant comme principaux éléments le soufre, le phosphore et le plomb (U 652 et U 654). Les résultats obtenus justifient le remplacement des additifs importés par ceux indigénes.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 10, 5 fig., 4 tab., 4 ref.

C.D. : 665.5.002.5 : 621.822

Raşeev, D., Zecheru, G.: **Relations de calcul de la résistance des paliers à glissement des trépans tricônes destinés au forage de grande profondeur.**

On a établi les relations de calcul en utilisant des méthodes d'analyse des dimensions générale et de statistique mathématique. On a déterminé par voie expérimentale la variation de la vitesse d'usure (V_u) et les principaux paramètres qui l'influencent (la charge du palier, la vitesse relative de glissement et le jeu radial initial), pour écrire une fonction qui exprime la résistance du palier. Les relations de calcul permettent d'obtenir des paramètres optimums d'exploitation.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 10, 2 fig., 1 tab., 3 ref.

C.D. : 621.822

Pascovici, M., Vladu, F.: **Aspects de la projection moderne des paliers radiaux hidrodynamiques.**

L'auteur présente une méthode de projection en partant de la théorie de la lubrification et indique les critériums de choix de l'ajustage et de la longueur relative du palier (B/D). Les valeurs optimales pour les grandeurs analysées sont établies conformément à un programme de calcul. On y souligne l'importance toute particulière de la fonction viscosité — température sur l'exactitude des calculs.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 10, 3 fig., 5 ref.

C.D. : 621.822 : 621.892

Ivancenco, S.: **La projection des paliers radiaux portants équipés de coussinets sintérisés autolubrifiés, imprégnés d'huile.**

L'article présente une méthode originale de projection, ainsi que les indications constructives et fonctionnelles nécessaires à la réalisation des paliers de ce type-ci. Les calculs tiennent compte des effets hydrodynamiques des paliers et leurs conséquences thermiques. La méthode présentée contient aussi des indications d'estimer la résistance des paliers et d'effectuer le rodage.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 10, 7 fig., 10 ref.

C.D. : 621.822 : 621-752

Demian, Tr., Pascu, A., Gusar, N.: **Déterminations expérimentales sur les vibrations autoentretenues des paliers et des quidages gazostatiques.**

Les résultats expérimentaux obtenus sur le stande présenté confirment le fait que le mouvement du volume de la poche d'alimentation, de la pression d'alimentation et du chargement sont des facteurs favorisent la stabilité du palier. Les deux derniers facteurs sont en contradiction avec une exploitation intégrale de la possibilité de portance du palier, ainsi que — pour projection — il faut accorder une attention particulière au calcul correct des dimenssions de la poche d'alimentation (s'il este possible, on peut en renoncer).

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 10, 6 fig., 2 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.891 : 620.178.1.004.6

Pavelescu, D.: **Gesichtspunkte ansichtlich der Art in welcher der Verlauf des Reibungsvorgangs mit dem Verschleissvorgang korreliert wird.**

Die Arbeit beschreibt synthetisch einige Gesichtspunkte über den Reibungs-, sowie auch den Verschleissverlauf, im Rahmen desselben Vorgangs und stellt einen Diskussionsgrund fest, über der Art, in welcher der Verlauf dieser umfassenden Erscheinung korreliert wird. Man geht von der Bemerkung aus, dass während die Reibung ständig ist, kommt Verschleiss nur zufällig vor. Der Verfasser schlägt eine Relation zwischen den im Laufe des Vorgangs vorkommenden Parametern vor, auf welchem Grund man dessen Einflussgrad und den Fehler bei dem Einsatz der Amontone-Coulomb-Theorie genauer fertstellen kann.

Constructia de maşini, 32 (1980), Nr. 10, 6 Abb., 1 Tab., 12 Bez.

DK : 621.833

Stere, N.: **Härtungstechnik für Zahnräder.**

Der Verfasser betont die Notwendigkeit, die Zähigkeit des Grundmaterials mit dem Härtegradient der Oberflächenschicht zu korrelieren, das die Einschränkung des eingesetzten Stahlsortimente ermöglicht. Man legt Rukurrenbeziehungen fest zwischen Kontaktdruck der Flanken (σ_H) und Biegungsfertigkeit (σ_0), zwischen Härte (HB) und σ_0, sowie auch zwischen Dicke der gehärteten Schicht (a_c) und σ_H fest. Die Arbeit enthält diagramm- und tafelförmige Hinweisungen über Materialauswahl, Behandlung und Härtungstiefe.

Constructia de maşini, 32 (1980), Nr. 10, 3 Abb., 4 Taf., 10 Bez.

DK : 620.178.1.004.6 : 621.833 : 621.73

Matieşan, D., Chişiu, Al., Vermeşan, Gh., Pop, D., Mosora, Sucală, I.: **Verschleissverhalten der thermochemisch behandelten Zahnräder.**

Die Versuche über einigen zylindrischen, schrägverzahnten der Karburation und Karbonitrierung ausgesetzten Getriebe aus 18 MC 10 Stahl erläuteren das gute Verhalten der Karbonitrierten und unter Nullgrad behandelten Zahnräder. Das Versuchsprogramm enthielt die Feststellung der Tragfähigkeitsgrenze, im Abhang von Zwickungsverschleiss. Der Tafel enthält Versuchsergebnisse (Oberflächenhärte im Bezug mit der Tiefe der gehärteten Schicht) für vier thermochemischen Behandlungsvarianten.

Constructia de maşini, 32 (1980), Nr. 10, 8 Abb., 1 Taf., 4 Bez.

DK : 621.891.2 : 620.1 : 621.831

Popinceanu, N., Popovici, Gh.: **Einflussaspekte des Tragkapazitätsschmierung bei den zylindrischen Getrieben.**

Die Arbeit bringt eine Reihe Ergänzungen betreff der einheitlichen Berechnungsmethode von Zahnrädern. Die Versuchsangaben beziehen sich auf die Einfluss des Schmiermittels (Zusammensetzung und Viskosität) und der Schmierbedingungen auf die Tragfähigkeit der Getriebe. Die Verfasser empfehlen, dass die neue Methodik die in spezifischen Koeffizienten ausgedrückten Art des Schmiermittels und Relativgeschwindigkeit der Flanken in Betracht nähme.

Constructia de maşini, 32 (1980), Nr. 10, 5 Abb., 10 Bezüge

DK : 620.178.1.004.6 : 621.892

Antonescu, N., Voicu, E., Neacşu, M., Gimpirea, M.: **Forschungen über dem Verschleissverhalten und Schmierfähigkeit einiger Öltypen für Industrieübertragungen.**

In normalen Betriebsbedingungen von Industrieübertragungen, erzielt man maximale Verschleissfertigkeit, wenn man den Materialpaar mit den passenden Schmiermitteln entsprechenderweise korreliert. Die mit inländischen und eingeführten additivierten Ölen vorgenommene Versuche bewiesen, dass Öle mit Additiven auf Schwefel- und Phosphorbasis (U 653 und U 657) sicheren eine bessere Verschleissfestigkeit als auf Schwefel-, Phosphor- und Bleibasis additivierte Öle. Die erzielte Ergebnisse rechtfertigen den Ersatz der Einfuhradditiven mit den inländischen.

Constructia de maşini, 32 (1980), Nr. 10, 5 Abb., 4 Taf., 4 Bez.

DK : 665.5.002.5 : 621.822

Raşeev, D., Zecheru, G.: **Verhältnisse in Dauerhaftigkeitsberechnung der Gleitlager der für Tiefbohren bestimmten Dreikegelmeissel.**

Die Berechnungsverhältnisse wurden mit Methoden der allgemeinen Dimensionsanalyse und mathematischen Statistik festgelegt. Man beabsichtigte die Variation der Verschleissgeschwindigkeit (V_u) und die Hauptparameter die sie beeinflussen (Lagerbelastung, relative Gleitgeschwindigkeit und anfängliches. Radialspiel) experimentell zu ermitteln, um eine die Dauerhaftigkeit des Lagers ausdrückende Gleichung abzuleiten. Die Berechnungsverhältnisse ermöglichen optimale Betriebsparameter zu erhalten.

Constructia de maşini, 32 (1980), Nr. 10, 2 Abb., 1 Taf., 3 Bez.

DK : 621.822

Pascovici, M., Vladu, F.: **Aspekte des modernen Entwerfens von hydrodynamischen Radiallagers.**

Die Verfasser beschreiben eine Entwurfsmethode, indem sie aus die Schmierungstheorie ausgehen und Auswahlskriterien der Lageranpassung und relativelänge (B/D) angeben. Die Optimalwerte für d'e analysierten Grössen wurden nach einem Berechnungsprogramm festgelegt. Man betont die besondere Wichtigkeit die Viskosität — Temperatur Funktion, zwechs Berechnungsgenauigkeit, zu kennen.

Constructia de maşini, 32 (1980), Nr. 10, 3 Abb, 5 Bezüge

DK : 621.822 : 621.892

Ivancenco, S.: **Entwerfen von mit selbstschmierenden gesinterten, ölimprägnierten Schalen ausgestatteten radialen Traglagers.**

Die Arbeit legt eine eigene Entwurfmethode dar, sowie auch Bau- und Funktionsangaben für die Lagers dieses Types. Die Berechnungen nehmen hydrodynamischen Lagerwirkungen und deren thermischen Folgen im Betracht. Die mitgeteilte Methode enthält auch Hinweise für Schätzung der Lagerdauerhaftigkeit und für Ausführung des Einlaufens.

Constructia de maşini,, 32 (1980), Nr. 10, 7 Abb, 10 Bezüge

DK : 621.822 : 621.752

Demian, Tr., Pascu, A., Gusar, N.: **Experimentelle Ermittlung der selbsterhaltenden Vibrationen in gasstatischen Lagers und Führungen.**

Die am beschriebenen Prüfstand erhaltene Versuchsergebnisse bestätigen die Tatsache, dass die Umfangminderung der Zuführungstasche, des Zuführungsdruckes und der Ladung Faktoren sind, die Lagerstabilität günstig beeinflussen. Die letzten zwei Faktoren sind in Widerspruch mit einem Integralbetrieb der Tragmöglichkeiten des Lagers, so dass für Entwerfen muss man eine besondere Aufmerksamkeit der richtigen Dimensionierung der Zuführungstasche widmen (wenn möglich, so verzichtet man darauf).

Constructia de maşini, 32 (1980), Nr. 10, 6 Abb, 2 Bezüge

СОДЕРЖАНИЕ

ДК: 621.891 : 620.178.1.004.6

Павелеску, Д.; **Аспекты о способе увязки развития процесса трения с развитием процесса износа.**

Работа представляет синтетическим образом отдельные аспекты развития трения, а также износа в ходе того же процесса, заложив основы дискуссий о способе увязки эволюции этого комплексного явления. Исходя из той констатации, что в то время как трение является постоянным, износ происходит случайно, автор предлагает соотношение между параметрами, действующими в ходе процесса, на основе которого можно более точно определить степень влияния этих параметров и ошибку, появляющую в случае применения теории Амонтон-Куломб.

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 10, 6 рис., 1 тнб., 12 лит.

ДК: 621.833

Стере Н.: **Техника повышения твердости шестерней.**

Автор подчеркивает необходимость увязки стойкости основного с градиентом жесткости поверхностного слоя, что позволяет сокращение диапазона используемых сталей. Устанавливаются рекуррентные соотношения между контактным давлением граней (σ_H) и стойкостью при изгибе (σ_1), между твердостью (HB) и σ_0, а также между толщиной слоя с повышенной твердостью (a_c) и σ_H. В работе даются указания о выборе материала, обработки и глубины отвердевания в виде диаграмм и таблиц.

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 10, 4 таб., 3 рис. 10 лит.

ДК: 620.178.1.004.6 : 621.833. : 621.78

Матиешан, Дорина, Кишиу, Ал., Вермешан, Г., Поп. Д., Мосора, Еудженна, Сукалэ, И.: **Поведение при износе шестерней, подлежащих термохимической обработке.**

Испытания, проведенные на отдельных стльных косозубовых цилиндрических зацеплений 18 MC 10, подлежащих науглероживанию и углеродоазотированию, выявляют хорошое поведение углеродоазотированых и обработанных глубоким холодом шестерней. Программа испытаний содержала определение предела несущей способности грани в зависимости от износа чеканками (пихинг). В таблице даются результаты испытаний (поверхностная жесткость в зависимости от глубины жесткого слоя) по четырем вариантам термохимической обработки.

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 10, 8 рис., 1 таб., 4 лит.

ДК: 621.891.2 : 620.1 : 621.831

Попинчеану, Н., Попович, Г.: **Аспекты влияния смазки несущей способности цилиндрических зацеплений.**

Статья внесет отдельные дополнения об едином вычислительном методе шестерней (зупчаток). Экспериментальные данные относятся к влиянию смазывающего вещества (состав и вязкость) и условий смазки на несущую способность зацеплений. Авторы рекомендуют, чтобы новая методика учла тип смазочного вещества и относительную скорость граней, выраженные в специфических коэффициентах.

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 10, 5 рис., 10 лит.

ДК: 620.178.1.004.6 : 621.892

Антонеску, Н., Войку, Е., Неакшу, М., Джимпиреа, М.: **Исследования в области поведения на износ и смазывающей способности отдельных новых видов масел для промышленных передач.**

При нормальных условиях работы промышленных передач достигается максимальной устойчивости на износ, соответственно увязывая пары материалов с надлежащими смазывающими веществами. Испытания, проведенные с аддитивными маслами — отечественными или импортными — показали, что масла с аддитивами на основе серы и фосфора (U 653 и U 657) обеспечивают более хорошую устойчивость на износ чем масла с аддитивами на основе серы, фосфора и свинца (U 652 и U 654). Полученные результаты оправдают замену импортных аддитивов отечественными аддитивами.

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 10, 5 рис., 4 таб., 4 лит.

ДК: 665.5.002.5 : 621.822

Рашеев, Д., Зекеру, Г.: **Расчетные соотношения выносливости подшипников скольжения трехконусных долот для глубокого бурения.**

Расчетные соотношения были определены применяя методы общего размерного анализа статистической математики. Наблюдалось за опытным определением колебания быстроты износа $(Б_y)$ и основных параметров, влияющих на нее (нагрузка подшипника, относительная скорость скольжения и исходный радиальный зазор), в целях получения функции, выражающей выносливость подшипника. Расчетные соотношения содействуют получению оптимальных параметров эксплуатации.

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 9, 2 рис., 1 таб., 3 лит.

ДК: 621.822

Паскович. М., Владу, Ф.: **Аспекты современного проектирования радиальных гидродинамических подшипников.**

Автор представляет метод проектирования исходя из теории лубрификации (смазки) и указывает критерии выбора посадки и относительной длины подшипника (B/D). Оптимальные значения для обсуждаемых величин определены на основе вычислительной программы. Подчеркивается особое значение познания функции вязкость-температура в отношении точности расчетов.

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 10, 3 рис., 5 лит.

ДК: 621.822 : 621.892

Иванченко, С.: **Проектирование радиальных несущих подшипников, оснощенных синтеризированными самосмазывающимися вкладышами, пропитанными маслом.**

В работе описывается оригинальный метод проектирования, а также конструктивные и фукциональные указания, необходимые для изготовления такого типа подшипников. Расчеты учитывают гидродинамические эффекты подшипников и их термические последствия. Преставленный метод содержит и указания по оценке выносливости подшипников и по проведению обкатки.

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 10, 7 рис., 10 лит.

CZ : 621.9-229

Muraru D., Rădăcină, N.: **Aspecte tribologice privind ghidajele de rostogolire de tipul bucșă cu bile pentru deplasări rectilinii pe suprafețe cilindrice folosite în construcția de mașini-unelte.**

Prin măsurări experimentale s-au trasat cîteva diagrame privind influența încărcării, a vitezei relative și a lubrifiantului asupra coeficientului de frecare. Pentru viteze mici (v=4 m/min), coeficientul de frecare depinde în mică măsură de parametrii menționați ; prin modificarea vîscozității variază, totuși, forța inițială de frecare, coeficienții de frecare statici fiind cu 20—30% mai mare decît cei dinamici.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 10, 6 fig., 6 ref.

CZ : 621.86.87

Sîrbu, Gr.: **Considerații asupra aspectelor termice în cupla de frecare a frînelor pentru mașini de ridicat.**

Se prezintă stadiul actual al abordării aspectului termic la frînele cu saboți pentru mașini de ridicat și se expun aspectele teoretice asupra unui procedeu ameliorat de evaluare a temperaturii în cupla de frecare sabot-roată de frînă, pe baza bilanțului termic detaliat. Considerațiile teoretice se verifică experimental pe frîne reale, în condiții de exploatare uzuale caracterizate de regimul de funcționare intermitent, folosind un stand inerțial destinat acestui scop.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 10, 3 fig., 1 tab., 6 ref.

CZ : 621.882

Bejan, C: **Fiabilitatea determinată de uzare la șuruburile de fixare din gama M 3 — M 24.**

Fiabilitatea șuruburilor de fixare a fost determinată în funcție de numărul de înșurubări-deșurubări pînă la uzarea filetului. Experiențele au permis stabilirea coeficienților unei funcții aleatorii, caracterizate de o distribuție Weibull, de forma :

$$F(n) = e^{-\left(\frac{n}{a}\right) b};$$

valorile obținute introduse în relația de bază, pentru trei loturi de șuruburi, permit determinarea probabilității de uzare.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 10, 7 fig., 1 tab., 2 ref.

D.C. : 621.9-229

Muraru, D., Rădăcină, N.: **Tribological aspects concerning rolling slides of ball-muffs type for rectilineal motion on cylindrical surfaces, used in the construction of machine-tools.**

Through experimental measurings some diagrams were traced, concerning the influence of load, relative speed and lubricant on the friction ratio. For small speeds ($v < 4$ m/min), the friction ratio hardly depends on the above parameters ; though, through viscosity variation the original friction force may vary, the statical friction ratios being by 20—30 per cent greater than the dynamical ones.

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 10, 6 figs., 6 refs.

D.C. : 621.86/87

Sîrbu, Gr.: **Considerations on thermal aspects in the friction couple of elevation plant brakes.**

The present status of considering thermal aspects at drags for elevation plants are presented, as well as theoretical aspects of an improved method for temperature evaluating in the friction couple drag-brake-wheel, on the basis of detailed thermal balance. The theoretical considerations are experimentally verified on real brakes in usual operation conditions, characterized by intermittent duty, using an inertial test-bench meant for this purpose.

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 10, 3 figs., 1 tab., 6 refs.

D.C. : 621.882

Bejan, C.: **Reliability determined through wear at fixing screws of the M 3 — M 24 range.**

The reliability of fixing screws was determined in function of the number of screwing up-screwing down until the wear of the screw-cut. The experiences allowed to establish the rates of a random function, characterized by a Weybull distribution

$$F(n) = e^{-\left(\frac{n}{a}\right) b};$$

the values obtained, introduced into the basic relation for three screw-lots allow to determine wear probability.

Construcția de mașini, 32 (1980), Nr. 10, 7 figs., 1 tab., 2 refs.

C.D. :

Gafițeanu, M., Năstase, D., Racocea, C.: **L'essai expérimental des roulements à billes radiaux-oscillants avec des rouleaux en tonneau fonctionnant dans, le domaine du contact exact modifié.**

L'article démontre la concordance entre les résultats des essais expérimentaux et les données de calcul obtenues conformément au sectionnement du contact rouleau — voie de roulement dans des zones. Ces résultats se rapportent à la variation de la capacité dynamique de base avec la charge appliquée sur les roulements à billes. On infirme la conception conformément à laquelle la capacité dynamique de base d'un roulement à billes est une grandeur constante, quelle que soit la force qui sollicite le roulement à billes.

Construcția de mașini, 32 (1980), no. 10, 3 fig., 5 ref.

C.D. : 621.9-229

Muraru, D., Rădăcină. N.: **Aspects tribologiques sur les quidages de roulement de type douilles à billes pour des déplacements rectilignes sur des surfaces cylindriques utilisés dans la construction des machines-outils.**

Par des mesures expérimentales on a établi quelques diagrammes concernant l'influence de la charge, de la vitesse relative et du lubrifiant sur le coefficient de frottement. Pour de petites vitesses ($v < 4$ m/min), le coefficient de frottement dépend dans une petite mesure de paramètres mentionnés ; par la modification de la viscosité varie pourtant la force initiale de frottement, les coefficients de frottement statiques étant de 20—30% plus grands que ceux dynamiques.

Construcția de mașini, 32 (1980), no. 10, 6 fig. 6 ref.

C.D. : 621.86/87

Sîrbu, Gr.: **Considérations sur les aspects thermiques dans le couple de frottement des freins pour des engins de levage.**

On y présente le stade actuel de l'aspect thermique aux freins à sabots pour des engins de levage et expose les aspects théoriques sur un procédé amendé d'évaleur la température dans le couple de frottement sabot — roue à frein, conformément au bilan thermique détaillé. Les considérations théoriques sont vérifiées expérimentalement sur des freins réelles, dans des conditions d'exploitation usuelles, caractérisées par le régime de fonctionnement discontinu, en utilisant un stand inerte fait dans ce but-ci.

Construcția de mașini,, 32 (1980), no 10, 3 fig., 1 tab., 6 ref.

CD : 621.882

Bejan, C.: **La fiabilité déterminée par l'usure aux vis de fixation de la gamme M 3 — M 24.**

La fiabilité des vis de fixation a été déterminé fonction du nombre de vinages — dévissages jusqu'à l'usure du filet. Les expériences ont permis d'établir les coefficients d'une fonction aléatoire caractérisée par une distribution Weibull

$$F(n) = e^{-\left(\frac{n}{a}\right)^b};$$

les valeurs obtenues introduites dans la relation de base, pour trois lots de vis, permettent de déterminer les probabilités d'usure.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 10, 7 fig., 1 tab., 2 ref.

DK : 669.014.018.2

Gafiţanu, M., Năstase, D., Racocea, C.: **Experimentversuche der radialschwingenden Tonnenrollenlagers im modifizierten Punktkontaktbetrieb.**

Der Artikel beweist die Übereinstimmung zwischen den experimentellen Versuchsergebnissen und den aufgrund der Zonensektionierung des Rolle-Bahn Kontaktes erhaltenen Berechnungs- ergebnissen. Diese Ergebnisse beziehen sich auf die Variation des dynamischen Grundfähigkeit mit Lagerbelastung. Man widerlegt die Auffassung, dass die dynamische Grundfähigkeit eines Lagers eine konstante Grösse bilde, unabhängig von dem ihn beanspruchenden Kraft.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 10, 3 Abb., 5 Bezüge

DK : 621.9-229

Muraru, D., Rădăcină, N.: **Tribologische Aspekte über Rollenleiter des Kugelbuchsetypes für geradlinige Verschiebungen auf zylindrischen Oberflächen im Werkzeugmaschinenbau.**

Durch experimentelle Messungen trassierte man einige Diagramme betreff des Einflusses von. Ladung Relativgeschwindigkeit- und Schmiermittel auf die Reibungsziffer. Für kleinen Geschwindigkeiten ($v < 4$ m/min) hängt die Reibungsziffer kleiner Masse von den erwähnten Parametern ab; durch Viskositätsmodifizierung ändert sich jedoch der anfängliche Reibungskraft und die statische Reibungsziffer sind mit 20—30% grösser als die dynamischen Koeffizienten.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 10, 6 Abb, 6 Bezüge

DK : 621.86/87

Sîrbu, Gr.: **Betrachtungen über den thermischen Aspekte im Reibungspaar der Bremsen für Hebezüge.**

Man beschreibt die heutige Lage des Ansichts über dem termischen Aspekt bei dem Bremsgehängen für Hebezuge und zeigt die theoretische Aspekte eines verbesserten Verfahrens für Temperatur- bewertung im Reibungspaar Gehänge-Bremserad, aufgrund des eingehenden thermischen Bilanz. Die theoretischen Betrachtungen werden experimentell auf wirklichen Bremsen in durch aussetzender Betrieb gekennzeichneten aussetzenden Betrieb geprüft, indem man einen für diesen Zweck bestimmten Trägstand benutzt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 10, 3 Abb., 1 Taf., 6 Bez.

DK : 621.882

Bejan, C.: **Durch Verschleiss ermittelte Zuverlässigkeit bei den Befestigungsschrauben der Serie M 3—24.**

Die Zuverlässigkeit der Befestigungsschrauben wurde in Abhang von dem Zahl der Zu- und Abschraubungen, bis dem Verschleiss der Gewinde, ermittelt. Die Experimenten ermöglichten die Koeffizienten einer aleatorischen Funktion festzulegen, die durch einer Weibull Distribution gekennzeichnet wird, die

$$F(n) = e^{-\left(\frac{n}{a}\right)^b};$$

erhaltenen Werte wurden in das Grundverhältniss für drei Schraubengruppen eingetragen und sie ermöglichen Verschleissprobabilität zu ermitteln.

Construcţia de maşini, 32 (1930), Nr. 10, 7 Abb., 1 Taf., 2 Bez.

ДК : 621.822 : 621.752

Демиан, Т., Паску, А., Гусар, Н.: **Экспериментальные определения в области самопроизводимых вибраций в подшипниках и газостатических напрваляющих.**

Экспериментальные результаты, полученные на представленном стэнде утверждает тот факт, что уменьшение объема питающего кармана, питательного давления и нагрузки являются факторами, благоприятно влияющими на устойчивость подшипника. Последние два фактора противоречат полной эксплуатации несущих возможностей подшипника и таким образом, при проектировании необходимо удолять особое внимание правильному измерению питающего кармана (если возвможно отказаться в нем).

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 10, 6 рис., 2 лит.

ДК : 669.014.018.2

Гафицану, М., Нэстасе, Д., Ракочеа, К.: **Экспериментальные испытания радиальных качающихся подшипников с бочкообразными роликами, используемыми при изменяемом пунктуальном контакте.**

В статье описывается соотношение между результатами экспериментальных испытаний и расчетными данными, полученными путем сокционирования контакта ролик-жалоб подшипника в зонах. Эти результаты относятся к колебанию основной динамической способности с нагрузкой на подшипниках. Опровергается концепция, согласно которой основная динамическая способность подшипника является постоянной воличиной, независимо от силы действия.

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 10, 3 рис., 5 лит.

ДК : 621.9- -229

Мурару, Д., Рэдэчинэ, Н.: **Трибологические аспекты направляющих качения типа шариковой втулки для прямолинейных сдвигов на цилиндрических поверхностях, применяемых в станкостроении.**

На основе опытных измерений были построены несколько диаграмм относительно влияния нагрузки, относительной скорости и смазывающего вещества на коэффицент трения. Для низких скоростей ($c<4$ м/мин), коэффициент трения в несзначительной мере зависит от указанных параметров; однако, изменением вязкости варьируется исходную силу трения причем статические коэффициенты трения в 20—30% больше динамических коэффициентов трения.

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 10, 6 рис., 6 лит.

ДК : 621.86/.87

Сырбу, Гр.: **Соображения по термическим аспектам в сцепках трения тормозов для подъемных машин.**

В статье описывается нынешнее состояние подхода к термическому аспекту колодочных тормозов для подъемных машин и излагащтся теоретические аспекты усовершенствованного способа ценки температуры в сцепко трения колодка-тормозное колесо, на основе подробного термического баланса. Теоретические соображения экспериментально проверяются на реальных тормозах в обычных условиях эксплуатации, характеризованных повторно-кратковременным режимом работы, применяя для это цели инертный стэнд.

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 10, 3 рис., 6 лит.

ДК : 621.882

Бежан, К.: **Надежность, вызванная износом на крепежных винтах из гаммы M_3 — M_{24}.**

Надежность крепежных винтов была определена в зависимости от числа свинчиваний-отвинчиваний до износа резьбы. Эксперименты позволили определение коэффициентов случайной функции, характеризованной распределение Вейбулл; полученные значения включенные в основное соотношение для трех партия винтов позволяют определение вероятности износа.

„Construcţia de maşini", 32 (1980),
н. 10, 7 рис., 1 таб., 2 лит.

Preocupări tribologice în construcția de mașini și perspectivele ce se deschid în lumina hotărîrilor congresului al XII-lea al P.C.R.

Prof. dr. doc. șt. ing. Dan **PAVELESCU** — Institutul Politehnic București

Tribologia, știința proceselor de frecare, de ungere și uzare, *cu extinderea și importanța ei teoretică și economică actuală, este o realizare a revoluției tehnico-științifice contemporane, perioadă în care s-a produs saltul și s-a conturat și această disciplină. Deși această știință s-a dezvoltat intens în urma unor cerințe deosebite ale industriei din ultimele două decenii (cînd s-a pus stringent problema calității, a randamentului, a durabilității și a fiabilității mașinilor de toate categoriile, solicitate la parametri tot mai ridicați), totuși, se constată existența unui anumit decalaj între cercetările tribologice și aplicațiile lor în producție; de aici preocuparea existentă în numeroase țări, printre care și țara noastră, de extindere, pe scară cît mai largă, a rezultatelor cercetărilor din acest domeniu.*

Este important de subliniat că efectele economice anuale, de ordinul miliardelor de dolari, pe care le indică literatura de specialitate se referă, pe lîngă cercetări de vîrf, și la eliminarea unor întreruperi neplanificate, la îmbunătățirea ungerii, la reducerea pierderilor de energie consumată prin frecare, la economii de lubrifianți, de piese de schimb etc. și respectiv la corectarea anumitor erori provenite fie din proiectare și execuție, fie din exploatare și întreținere. Se apreciază că aproximativ 50% din efectele economice semnalate se obțin fără noi cercetări, *numai prin urmărirea cu perseverență a aplicării cunoștințelor moderne de tribologie, și că deci* se impune atît specializarea unor cadre, cît și obținerea unui larg curent de opinie în favoarea unor astfel de măsuri.

În țara noastră, datorită sprijinului și atenției de care se bucură cercetarea științifică, s-au obținut și în acest domeniu realizări importante: s-a dezvoltat o adevărată rețea de laboratoare de cercetare, s-au aplicat cu succes multe din rezultatele obținute, a sporit și numărul specialiștilor. În perioada 1977—1980 au fost înființate Comisia de Tribologie a CNIT, precum și comisii de Tribologie în București și în județele Iași, Cluj, Timiș, Brașov, Prahova, Sibiu, Galați, Hunedoara, Neamț, Argeș, Harghita, Constanța și Caraș-Severin. În ultimii 10 ani, peste 50 de cadre s-au specializat prin doctorat rezolvînd o serie de probleme ale construcției de mașini. Aceștia, împreună cu cîteva sute de postuniversitari și cu cîteva mii de tineri ingineri ce au dobîndit anumite cunoștințe de tribologie, formează desigur un important potențial de cadre, în continuă creștere, care trebuie cît mai bine valorificat.

Recent, în perioada 16—17 mai 1980, a avut loc la Hunedoara cea de a 2-a Conferință pe țară a specialiștilor în frecare, ungere și uzare „TRIBOTEHNICA '80" (precedenta s-a ținut la Galați în 1978). Au participat circa 300 de specialiști din învățămînt, cercetare, proiectare și producție aparținînd diferitelor ministere.

În cele 10 secții ale Conferinței (lagăre de rostogolire; lagăre de alunecare; tehnologia mecanicii fine; etanșării; transmisii prin roți dințate; procese tehnologice și aspecte metalurgice; utilaje tehnologice; frîne și ambreiaje, materiale de fricțiune; material rulant; frecare uzare; materiale de ungere și organizarea ungerii) s-a dezbătut și fructificat experiența cîștigată și rezultatele cercetărilor din ultimii doi ani.

O parte din lucrările prezentate în profilul construcției de mașini și care reflectă îndeosebi activitatea din ultimii doi ani vor fi publicate în acest număr și în numărul următor al revistei.

Considerăm important de arătat că au prezentat interes, în rîndurile specialiștilor, rezultatele obținute în ultimul an la C.S. Galați prin înființarea — ca urmare a recomandărilor primei consfătuiri de tribologie din 1978 — a unui centru de cercetări al Combinatului, cu 25 specialiști, din care majoritatea cadre didactice ale Universității din Galați, care rezolvă problemele de îmbunătățire a ungerii și reducere a uzurii. De asemenea, faptul că la două secții ale Combinatului de fibre sintetice Săvinești, prin aplicarea unor programe de ungere pe calculator, au fost obținute reduceri cu 90% a întreruperilor neplanificate ale utilajelor.

Rezultatele obținute arată, clar, marile posibilități existente dar și faptul că mai avem foarte mult de făcut. Activitatea tribologică poate și trebuie să dea răspunsuri la o serie de obiective concrete prevăzute în documentele de partid și de stat. Pe această linie, spre

exemplu, o problemă ce se cere rezolvată complet și în care și tribologia se regăsește este aceea privitoare la întreținerea mașinilor și utilajelor, la repararea acestora în cele mai bune condiții. Considerăm necesar de subliniat, din nou, faptul că o ungere corespunzătoare prelungește viața mașinii și că a trecut timpul ungătorului nespecializat și a ungerii la întîmplare care, în industria modernă, poate conduce la pagube importante și la întreruperi neplanificate nedorite.

Directivele Congresului al XII-lea al P.C.R., Programele Directive de cercetare, luările de cuvînt ale secretarului general al Partidului prevăd, în cadrul orientărilor de bază pentru intrarea societății noastre într-o fază superioară, ridicarea nivelului tehnic și calitativ al întregii producții materiale, prin introducerea cu fermitate a celor mai noi cuceriri ale științei și tehnicii contemporane, precum și aplicarea unui regim sever de economii.

În deceniul 1981—1990, al științei, tehnologiei, calității și eficienței, toate obiectivele economiei preconizate au prevăzut și sarcini deosebit de importante pe linia competitivității tehnice, a eficienții și economisirii energiei și materialelor. Desigur, domeniile construcției de mașini vizate în documentele Congresului al XII-lea, cu aspecte tribologice diferite (cercetare, proiectare, fabricație, exploatare și întreținere, utilizare a lubrifianților etc.) ocupă o paletă mai largă care, în afară de MICM, interesează și alte ministere (MIM, MTTc, MICh, MMPG, MIU, MAIA, etc.) precum și Inspectoratul de stat pentru controlul calității.

În acest context este demn de a fi repetată una din concluziile exprimate la recentul Congres European de tribologie (1977) și anume că „tribologia trebuie să înceapă pe planșeta proiectantului, pentru că soluțiile false din punct de vedere tribologic, sau o alegere nepotrivită de materiale, nu pot fi înlăturate ulterior prin lubrifianți speciali, chiar foarte scumpi".

Cercetarea tribologică din țara noastră are posibilitatea să răspundă, de asemenea, și indicației secretarului general al Partidului, devenită hotărîre la Congresul al XII-lea al P.C.R., privitoare la soluționarea, în avans cu cel puțin 5 ani, a unor probleme majore ale industriei. Prin problematica ei modernă, cu o mare extindere, ea poate aduce contribuții utile și în ceea ce privește noi rezultate în construcția de mașini și în celelalte ramuri ale economiei. Ne referim în primul rînd la posibilitățile de îmbunătățire a ungerii mașinilor în regimuri cu filme subțiri (elastohidrodinamic, limită și mixt), cu filme groase de lubrifianți (hidrodinamic și hidrostatic), la extinderea ungerii cu gaze (în regim gazodinamic, gazostatic și magnetogazodinamic), a utilizării ungerii cu metale topite (în regim turbulent și magnetohidrodinamic), a ungerii cu lubrifianți solizi (regimurile mixt și semiuscat), utilizării unor emulsii eficace pentru prelucrarea metalelor, a unor lubrifianți și aditivi cu calități sporite din punct de vedere al capacității portante etc. De asemenea, ne referim la posibilitățile noi de optimizare a suprafețelor prin durificare termică și termochimică funcție de material, sau prin depunere de straturi pentru combaterea diferitelor regimuri de uzură. Totodată, pot fi studiate noi tipuri de materiale autolubrifiante, aliaje de antifricțiune, materiale compuse de fricțiune, materiale rezistente la diferite tipuri de uzură, pentru a fi utilizate în construcția de mașini de diferite categorii.

Devine evident astăzi că nici o țară nu s-ar putea situa cu producția ei de mașini în stadiul revoluției ei tehnico-științifice contemporane, dacă, în același timp, ar utiliza cunoștințe de tribologie din etapa anterioară, trebuind să se țină mai mult seama de faptul că lubrifiantul a devenit element operațional, *la fel ca și materialele din care se construiește mașina. Grosimea filmului de ulei se poate acum calcula în cazul contactelor greu încărcate; simpla aditivare a uleiurilor nu spune uneori nimic, un aditiv poate fi excepțional contra gripajului și neindicat la pitting. Noile condiții ce se cer mașinilor și instalațiilor nu sînt compatibile cu modificarea simplistă a materialelor și tratamentelor termice, cu utilizarea unor valori tabelare ale coeficienților de frecare fără a se cunoaște precis condițiile lor de obținere, cu forțarea unor soluții mai bine cunoscute în dauna cercetărilor moderne (ca, spre exemplu, utilizarea rulmenților la turații foarte mari atunci cînd este indicată ungerea cu gaze). Mașinile competitive impun soluții cu lagăre hibride (alunecare și rostogolire, hidrodinamice și hidrostatice etc.); ele impun cunoașterea perfectă a regimului de exploatare, a regimului de uzare și de ungere, fiind bine cunoscut faptul că în practică nu se întîlnește un singur tip de uzură.*

Aceste aspecte ridică pe prim plan și problema pregătirii cadrelor. *Considerăm că în anul 1980—1981 întreaga capacitate de pregătire postuniversitară de tribologie-fiabilitate existentă, asigurată de M.E.I. și de comisiile de Tribologie în 9 institute din țară, trebuie să fie integral acoperită, iar specialiștii repartizați să urmărească întreg programul și să rezolve teme de importanță.*

O nouă calitate în funcționarea mașinilor și instalațiilor presupune o nouă calitate în activitatea specialiștilor.

CZ : 621.891 : 620.178.1.004.6

Aspecte privind modul în care este corelată evoluția procesului de frecare cu a celui de uzare

Prof. dr. doc. șt. Dan **PAVELESCU** — Institutul Politehnic București

Lucrarea, făcînd apel la cercetări proprii precum și ale altor autori, își propune să prezinte sintetic anumite aspecte privind evoluția frecării (forța de frecare F_a și coeficientul de frecare μ_{a_k}), precum și a uzării (volumul de material uzat V, intensitatea de uzare I_u sau viteza de uzare V_u)[1], în cazul aceluiași proces frecare-uzare, stabilind, totodată, o bază de discuție asupra **modului în care este corelată evoluția acestui proces complex.** Ea a plecat de la constatarea că în literatura de specialitate, de regulă, rezultatele unor cercetări experimentale nu conchid că există o legătură directă între felul în care evoluează μ_{a_k} funcție de anumiți parametri (temperatură, viteză, presiune, rugozitate, duritate, material) și I_u sau V_u, în aceleași condiții ; totodată, că s-a evitat să se includă F_a în relația lui V, V_u sau I_u. Precizăm că în acest text cu spațiu limitat autorul nu și-a propus să trateze întreg domeniul, care necesită și alte lucrări.

Cunoștințele tribologice moderne au arătat că frecarea este un fenomen complex, iar uzarea o consecință a ei, alături de procesul termic care o precede sau o însoțește.

Natura complexă a forței de frecare s-ar putea reprezenta prin următoarele grupe de componente : [1]

- **mecanică** (depășiri de microasperități, ciocniturі, rupturi, microașchieri) ;
- **adezivă,** de natură fizico-chimică (microadeziuni de natură moleculară, producerea de microjoncțiuni și forfecarea lor) ; în prezența unor aditivi chimici, aspectul chimic și metalurgic capătă desigur pondere ;
- **energetică** (deformări elastice și plastice, încărcarea energetică a unei suprafețe mai mult decît a celeilalte etc.).

În afară de aspectul de forță, frecarea poate fi reflectată și prin energia consumată [2], [3].

În același timp, se cunoaște că uzarea apare sub diferite forme atît clasice (adeziune, abraziune, oboseală, coroziune), cît și particulare (brinelare, cavitație, ciocnire, cojire etc.), precum și faptul că, practic, în funcționarea mașinilor astfel de forme nu apar, de regulă, singular, ci asociate (abraziune-coroziune, adeziune-abraziune etc.), sau multiple, cum este cazul uzării prin ciocnire.

Totodată se subliniază și faptul că procesul complex de frecare-uzare evoluează **diferit,** funcție de natura materialelor (metalice, plastice, compuse etc), de tratarea metalurgică a suprafețelor (termică, termochimică etc.), de domeniul de frecare-ungere (uscat, limită, mixt, elastohidrodinamic, fluid-hidrodinamic sau hidrostatic), precum și de tipul lubrifiantului (solid, ulei, unsoare, gazos) și prezența anumitor aditivi.

Desigur, așa cum s-a arătat, toate aceste posibilități, în prezența parametrilor clasici exteriori de exploatare (sarcină, viteză, temperatură, moment de transmis, vibrații etc.), necesită o tratare complexă.

După cum rezultă din lucrarea [4], viteza uzării descrește, de regulă, cu descreșterea coeficientului de frecare în cazul frecării de alunecare a unor materiale metalice (de exemplu : oțel/iconel), odată cu creșterea temperaturii la 205°C la 510°C și dacă între suprafețele respective nu există un film **continuu** de oxid. Această concordanță între evoluția lui V_u și μ_{a_k} se explică prin proporționalitatea dintre A_r și N și că diferența dintre valoarea temperaturii punctelor calde ale lui A_r și valoarea temperaturii medii este proporțională cu μ_{a_k}. Din examinarea altor rezultate, această concordanță, cu descreșterea continuă a lui μ_{a_k} cu temperatura nu este generală. Spre exemplu, în aceeași lucrare, la cuplul de materiale Cu/Cu (după Peterson și Florek) apar mai multe vibrații ale lui μ_{a_k}, în cursul creșterii temperaturii din cauza filmului de oxid care se distruge și se reface.

În lucrarea [5], folosindu-se o cuplă de frecare de tip sabot-tambur (oțel de rulmenți), odată cu creșterea sarcinii (de la 8 la 60 daN), μ_{a_k} a scăzut de la 0,257 la 0,144, pentru ca apoi să crească brusc la 0,435 apărînd gripajul. Desigur că prezența uleiului neaditivat, dar mai cu seamă aditivat, cu aditivi de antigripaj (0,5% lecitină sau 1% tricrezil fosfat, 1,5% sulf etc.), conduce la evoluții mai ordonate.

---

[1]) Aceste mărimi se pot exprima : V [mm³, cm³] ; $I_u \left[\frac{mm^3}{km} ; \frac{\mu m}{km}\right]$; $V_u \left[\frac{mm^3}{h} ; \frac{\mu m}{h} \text{ etc.}\right]$

O evoluție evident neconcordantă între I_u [g/cm²·10 km] și μ_{a_k} în funcție de presiune, pentru un cuplu de materiale metalice (oțel cu 0,04% C/Oțel Cr) îmbunătățit rezultă din figura 1 [6] (după Dies).

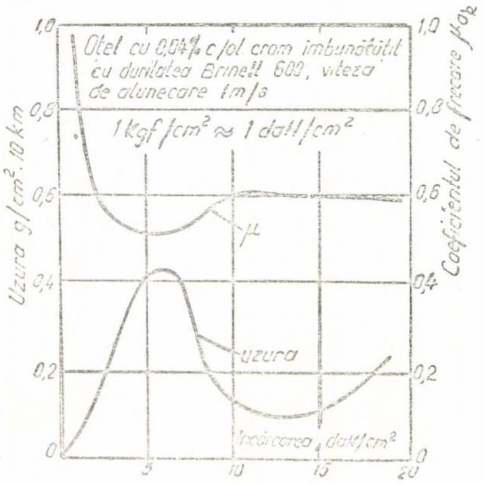


Fig. 1

În lucrarea lui Kosteţchi [7] se prezintă evoluția coeficientului de frecare și a uzurii liniare (adimensionale, la 10 km lungime de frecare), funcție de presiune și diferite viteze (1,5—60 m/s), pentru cuplul de materiale Fe/oțel de scule călit (U 8), ungere limită cu ulei neaditivat sau puțin aditivat (0,2% acid oleic).

Se constată că la ungerea cu ulei neaditivat, μ_{a_k} scade continuu, iar uzura trece printr-un maximum (curbe de optimum) în zona de aproximativ 50 daN/cm². În ambele cazuri creșterea vitezei duce la micșorarea lui μ_{a_k} și a uzării. În prezența uleiului aditivat, μ_{a_k} crește continuu cu creșterea presiunii, iar uzura crește continuu pentru viteze 1,5—30 m/s și pentru 60 m/s apare, de asemenea, optimum tot la 50 daN/cm².

O corelație dintre coeficientul de frecare și uzură nu apare decît la două cazuri de viteze (1,5 și 30 m/s) pentru uleiul aditivat.

Pentru diferite cuple de frecare în tabelul 1 se prezintă cîteva exemple (obținute cu $N = 0{,}4$ daN și $V_a = 0{,}2$ m/s), Archard, [1], p. 169, privind „corelația" observată între I_u, μ_{a_k} și K_u (coeficientul de uzură).

Pînă la un anumit grad se constată existența unei oarecare corelații. Este normal ca I_u să scadă cu K_u, pe care îl conține în relație [2]; în ceea ce privește reducerea lui V_u cu μ_{u_k}, aceasta nu se constată decît la unele cuple de materiale; la anumite materiale la valori mai mari ale lui μ_{u_k} corespund valori mai mici ale lui V_u.

Este interesant de urmărit concordanța dintre μ_{a_k} și I_u, în cazul maselor plastice, deoarece la aceste materiale, în procesul de frecare, se constată transfer de material de pe o suprafață pe alta, confirmîndu-se astfel natura adezivă a frecării și uzării acestor materiale.

Totuși dacă se compară evoluția lui μ_{ak} cu aceea a lui I_u [μm/km], pentru unele mase plastice, se constată că se întîlnesc atît concordanțe cît și neconcordanțe, funcție de parametrii consideraţi (temperatură, rugozitate, presiune, durată) [1].

Astfel în cazul evoluției lui μ_{a_k} și I_u funcție de **temperatură** (fig. 2, după Dreier și Strickle) apar următoarele aspecte:

— alura concordă pentru nylon 6.6 (1), poliformaldehidă (2) și îndeosebi pentru polietilenă de mare densitate (3);

Corelația dintre I_u, μ_{a_k} și K_u pentru unele materiale

Tabelul 1

Cupla de frecare (material)		Intens. uzării 10^{-10} cm³/cm	Coeficientul de frecare μ_{a_k}	K_u
Inel	Știft			
Oțel moale	Oțel moale	1570	0,55 ... 0,70	$7{,}0 \times 10^{-3}$
Alamă cu Pb 60	Alamă cu Pb 40	240	0,22 ... 0,26	$6{,}0 \times 10^{-4}$
Oțel de scule tratat	P.T.T.E. (teflon)	20	0,16 ... 0,20	$2{,}5 \times 10^{-5}$
	Stelit	3,2	0,50 ... 0,70	$5{,}5 \times 10^{-5}$
	Oțel feritic inoxidabil	2,7	0,48 ... 0,58	$1{,}7 \times 10^{-5}$
	Polietilenă	0,3	0,60 ... 0,70	$1{,}3 \times 10^{-7}$
Carbură de wolfram	Carbură de wolfram	0,,02	0,30 ... 0,40	$1{,}0 \times 10^{-6}$

— respectînd alura nu se respectă ordinea; spre exemplu pentru naylon, deşi valorile coeficientului de frecare sînt printre cele mai mari, valorile lui I_u sînt printre cele mai mici;

— nu se respectă alura; spre exemplu pentru naylon 6.6 cu 10% polietilenă (4), coeficientul de frecare scade cu temperatura suprafeţei, iar I_u creşte.

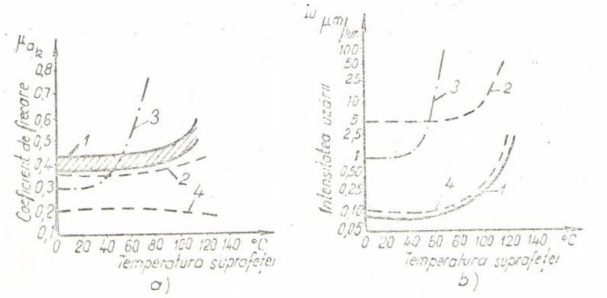


Fig. 2

Efectul **rugozităţii** asupra lui μ_{a_k} şi I_u, pentru aceleaşi materiale, apare diferit (fig. 3); astfel alura şi ordinea se păstrează oarecum pentru materialele 2, 3 şi 4, în schimb pentru materialul 1 evoluţia lui μ_{a_k} este complet diferită de a lui I_u atît ca alură cît şi ca valori.

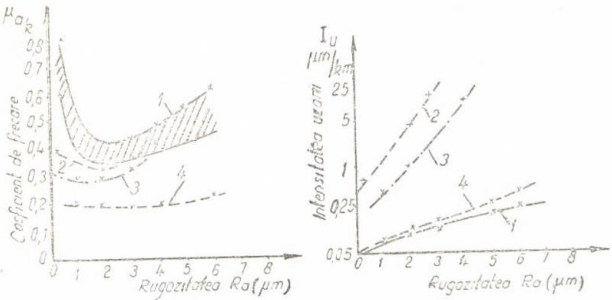


Fig. 3

Efectul **presiunii de contact** oferă anumite asemănări cu cel al rugozităţii, atît ca alură cît şi ca ordine. Totuşi în cazul materialului 2, în timp ce μ_{a_k} scade continuu, I_u creşte continuu, fiind cel mai mare.

Pentru unele materiale compuse de frecare (fricţiune), în lucrarea [8] se prezintă diferite curbe de variaţie a lui μ_{a_k} şi a vitezei de uzare [cm/h], cu durata de frecare. De exemplu, pentru un material pe bază de azbest/fontă cenuşie (G.G.L-25, suprafaţa de frecare 20×20 mm, $R_a = 1{,}2$ μm, $t = 200$°C, presiunea de contact 11 daN/cm² şi $v_a = 10$ m/s — fig. 4), se constată, în perioada de rodaj, o creştere rapidă a lui μ_{a_k}, uşor stabilizată apoi, şi o reducere rapidă a lui V_a, pentru ca după două minute să urmeze o creştere şi după 4 minute o stabilizare şi concordanţă cu μ_{a_k}.

De asemenea, din lucrarea [9], rezultă pentru trei materiale de fricţiune pe bază de azbest şi răşini (No 3). Variaţia lui μ_{a_k} şi a vitezei de uzare V_a (mm adîncime/30 ore de frecare, cu temperatura în gama 20—300°C, $N = 10$ daN; $v_a = 15$ m/s).

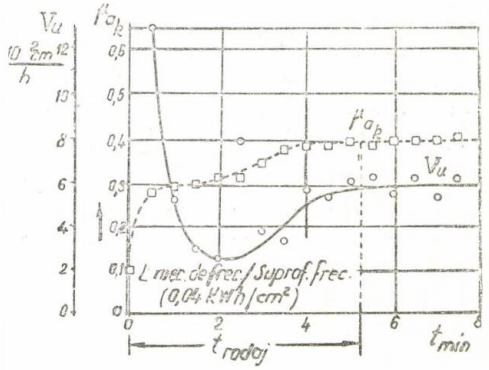


Fig. 4

În **figura 5** (a, b, c) se constată scăderi ale lui μ_{a_k} — după 100—150°C şi creşteri pronunţate ale lui V_a la toate materialele. Parcursul invers de răcire păstrează oarecum a-

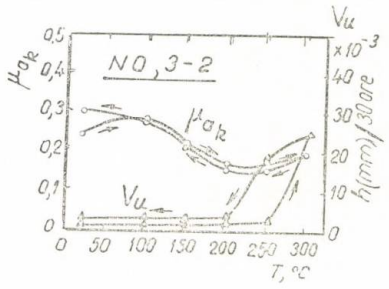


Fig. 5 *a*

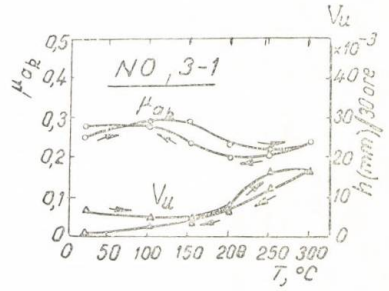


Fig. 5 *b*

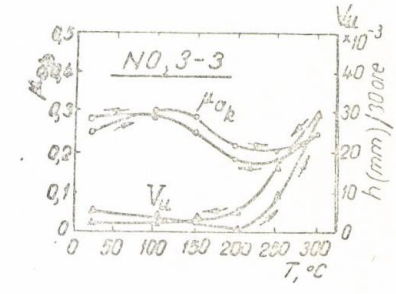


Fig. 5 *c*

ceeași alură. Totuși, în figura 5 c, deși $\mu_a{}^k$ scade lin de la 100°C, V_u începe să crească doar de la 200°C, ceea ce este o evidentă neconcordanță.

În urma a numeroase experimente [10], a putut fi schematizată o diagramă de domenii de dependență între intensitatea specifică de uzare I_u [mm³/N·m] și coeficientul de frecare μ_{a_k}, pentru straturi depuse (placare, chimic, pulverizare, arc electric etc.), de metale dure, ceramice, lubrifianți solizi lamelari, teflon etc., în scopul reducerii uzurii sau a frecării, **dar mai rar a ambelor** (fig. 6) [11]. Se constată că

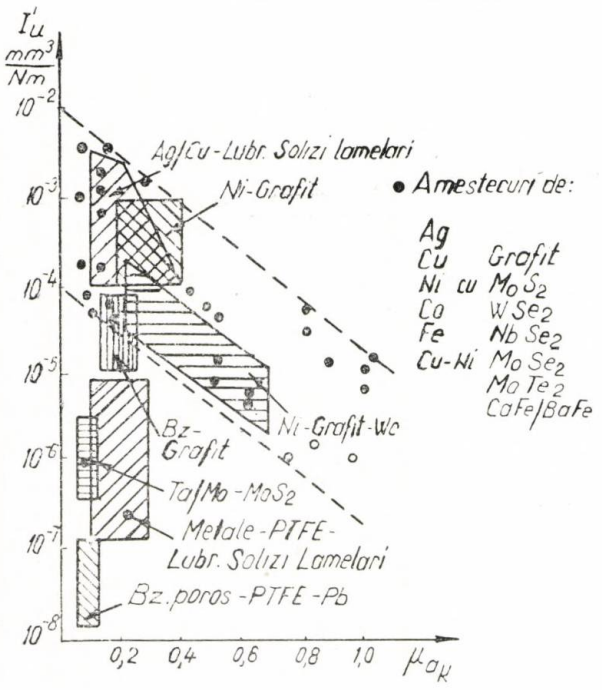


Fig. 6

la valori mai mici ale lui μ_{a_k} pot corespunde valori mici sau mai mari a lui I_u ; totodată, la valori mai reduse a lui I_u pot corespunde valori mari ale lui μ_{a_k}.

De remarcat, de asemenea, că această intensitate specifică de uzare I_u [mm³/N·m] este de fapt un coeficient de uzură K_u specific (vezi și relația 4).

Astfel de situații au îngreunat evident transpunerea fenomenelor în relații analitice.

În lucrarea [7] este menționată, pentru contacte elastice, o relație complicată, exponențială a uzurii liniare I_h, (înălțimea stratului uzat/unitatea de lungime de alunecare $\left(I_h = \frac{\Delta h}{l_f}\right)$, t — fiind exponentul curbei de oboseală ; după Kraghelschi, [1], [12], uzarea are, în general, o bază de oboseală. În această relație (după Kraghelschi, 1968), pe care o prezentăm mult simplificat, prin utilizarea unor coeficienți complecși K_1 și K_2 :

$$I_h = K_1(K_2 \cdot \mu_{a_k})^t \qquad (1)$$

apare, printre alți coeficienți mai dificil de exprimat numeric, și μ_{a_k}.

În altă relație a lui I_h, exprimată de Kraghelski (1968) pentru contactul plastic, nu mai apare coeficientul de frecare [1], [7]. După cunoștințele noastre, Kraghelschi este singurul autor (sau printre puținii), care s-a referit și la coeficientul de frecare în relațiile sale de calcul al uzurii (pentru un model de frecare simplificat), pentru a pune în evidență și ciocnirea și oboseala asperităților [1].

Astfel, în lucrarea [10] a exprimat intensitatea adimensională de uzare $I = \frac{dh}{dL_f} \approx \frac{\Delta h}{\Delta L_f}$ (h — adîncimea de uzare), într-o relație complexă, în care, alături de caracteristicile materialelor și îndeosebi a microgeometriei de contact (pentru contacte plane) și de coeficient de frecare (din teoria moleculară) cu două componente :

$$f_M = \frac{\tau_0}{p_r} + \beta, \text{ unde :}$$

τ_0 — rezistența la forfecare la sarcină nulă ;
p_r — presiunea reală ;
p_r la contact plastic = HB ;
β — coeficient care ține seama de procesul de întărire ce ar putea să aibă loc.

Se constată că ponderea lui f_M (2), în relația lui I, variază exponențial, de asemenea, cu un parametru de oboseală la contact t_y, care are valori diferite funcție de materiale (oțel : $t_y = 7{,}9$; Fc : $t_y = 4{,}1$; mase plastice : $t_y = 3 \ldots 36$). În aceeași lucrare se exprimă I și sub formă mai simplificată, totuși cu mai mulți coeficienți.

În concluzie, acest autor arată că, pentru frecarea uscată și suprafețe feroase, influența lui f_M asupra lui I este de 2—5 x.

În cele ce urmează, autorul lucrării de față și-a propus să aducă o contribuție la stabilirea unei relații analitice între uzură și frecare, mai precis, la introducerea frecării cu parametru important în relația uzurii.

Fenomonologic, între volumul de material uzat V și forța de frecare F_a există legături și diferențieri importante. Astfel, ținînd seama de cunoscuta relație a lui Amontons-Coulomb :

$$F_a = \mu_{a_k} N, \qquad (3)$$

precum și de aceea acceptată de cei mai mulți autori pentru volumul de material uzat la adeziune și chiar și la abraziune :

$$V = K_u \frac{NL_f}{3\sigma_c}, \qquad (4)$$

unde σ_c [daN/cm] — efortul unitar de curgere a materialului mai moale, rezultă că ambele fenomene sînt proporționale cu sarcina N. σ_c este practic constant ; unii autori notează $\frac{K_u}{3\sigma_c} = K$, de asemenea, o constantă a uzurii, dar de altă valoare ; de acest fapt trebuie ținut seama cînd se utilizează o valoare tabelară a lui K sau K_u [2].

De asemenea, în cazul uzării de adeziune, ambele fenomene sînt proporționale și cu aria reală de contact A_r, și independente de aria geometrică, nominală A_n, [1], [2] :

$$F_a = A_r \tau_f \text{ [daN]} ; \quad V = K_u \cdot A_r \cdot l_f \text{[cm}^3\text{]},$$

unde ; (5) ; (5')

τ_f — efortul unitar de forfecare a corpului mai moale ;
l_f — deplasarea la nivelul ariei reale ;
unii autori o notează l_m — deplasarea medie între două ciocniri.

Deoarece [1] :

$$A_r = N/\sigma_c \qquad (6)$$

rezultă pe această cale proporționalitatea cu N.

Pe de altă parte, prin natura probabilistică a coeficientului de uzură K_u [2] (subliniată de Archard-Hirst), există o diferențiere netă între evoluția acestor două fenomene ale aceluiași proces complex. Astfel, în timp ce toate asperitățile ariei reale ce vin în contact contribuie la frecare, **numai o parte (K_u) din ele contribuie și la uzare [1], [2].**

Relațiile (3) și (4) ce conțin forțe (N și F_a) ar permite o legătură directă între V și F_a și totodată și prezența ambilor coeficienți K_u și σ_{a_k} prin înlocuirea lui N :

$$V = \frac{K_u}{3\sigma_c} F_a L_f \frac{1}{\mu_{a_k}} = \frac{K_u}{3\sigma_c} F_a v_a \cdot t \frac{1}{\mu_{a_k}} \qquad (7)$$

Dacă apare logică dependența volumului de material uzat de F_a și L_f, sau de viteza v_a și timpul de frecare t, apare ilogică evoluția inversă a lui V cu μ_{a_k} (în concepția relației 3).

Dependența devine logică, dacă relația care conține pe V și pe F_a se obține pe linia ariei reale de contact A_r, din relațiile (5) și (5') :

$$V = K_u \cdot F_a \cdot l_f \frac{1}{\tau_f} \text{ [cm}^3\text{]}, \qquad (8)$$

pentru că la creșterea valorii efortului unitar de forfecare a materialului mai moale rezultă reducerea valorii uzurii volumetrice.

Desigur că pe aceeași linie (și pentru același σ_c), poate fi implicată analitic frecarea F_a și în relațiile intensității și, respectiv, vitezei uzării ; spre exemplu viteza uzării (din relația 8) :

$$V_u = \frac{V}{t} = K_u \cdot F_a \cdot v_a \frac{1}{\tau_f} \text{ [cm}^3\text{/s]} \qquad (9)$$

Concluzii

În procesul frecare-uzare, în timp ce frecarea este permanentă (consumînd energie și producînd căldură), uzura se produce aleatoriu. A rezultat că o relație care să conțină atît pe V respectiv V_u, I_u cît și pe F_a și μ_{a_k} poate stabili mai clar sensul de influență a coeficienților și eventual eroarea ce apare în cazul utilizării vechii concepții Amontons-Coulumb, în mod nedeliberat.

Totodată, în realitate, dependența dintre V și F_a este mult mai complicată și experimentul arată că în mai puține cazuri apare o variație directă liniară dintre frecare și uzare, reprezentate prin elementele discutate. De altfel, multitudinea parametrilor prezentați la începutul acestei lucrări, exemplele din diagrame și din tabelul prezentat în lucrare conduc clar la această concluzie.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pavelescu, D., Mușat M., Tudor A.:* Tribologie, Ed. Didactică și Pedagogică, 1977, București, pp. 46—51, 168—186, 197—198, 287, 290—291.

[2] *Pavelescu D.:* Semnificații și utilizări ale coeficienților de frecare de alunecare, de adeziune și de uzură. Tribotehnica '80, Hunedoara, 1980.

[3] *Maugis, D.:* L'adhesion des solides, Journal du Frottement Industriel, 5 oct. 1979, pp. 1—8, Andrézieux-Bouthéon, Franța.

[4] *Lipson, Ch.:* Wear Considerations in Design, Prentice-Hall, Ny 1967, p.p. 51—52.

[5] *Vasilca, Gh.:* Bițâ, Olga : Procese de lubrificație, frecare și uzură la suprafețele metalice, Ed. Acad. R.S.R., Buc. 1967, p. 272.

[6] *Manea, Gh.:* Organe de mașini, vol. I, Ed. Tehnică, 1970, București p. 565.

[7] *Kostețchi, V.I.:* Trenie, Smazka i Iznos v Masinah, Izdatelistvo „Tehnika", Kiev, 1970, p.p. 210, 350, 351.

[8] *Wagenführer, R.:* A. T. Z., 70 (1968) 10. p.p. 344—350.

[9] *Kyuchiro, Tanaka și colab.;* Fundamental Studies on the Brake Friction of Resin-Basel Friction Materials, Wear 23 (1975) p.p. 349—365.

[10] * * *: Wear of Materials, 1977, ASME, Ny, 1977 p.p. 520—566.

[11] * * *: Basic Tribology Module, Polith. Huddersfield, Englend, Ian., 1975, p. 69.

[12] * * *: Trenie Iznasivanie i Smazka, Sprovocinik, (I) Moskva, Mașinostroienie, 1978 p.p. 92—94.

CZ : 621.833

Tehnica durificării roților dințate

Conf. dr. ing. N. **STERE** — Institutul Politehnic București

Considerații introductive

Preocupările direcționate spre dezvoltarea tehnicii roților dințate, cuprinzînd modernizarea proiectării, execuției și exploatării transmisiilor cu angrenaje, s-au intensificat continuu încă din prima perioadă a revoluției industriale. Ca urmare, evoluția capacității portante a angrenajelor, asociată reducerii consumurilor specifice de materiale și energie, se distinge printr-o dezvoltare spectaculoasă (fig. 1).

Stadiul actual al cercetării-dezvoltării, fiind caracterizat și susținut de un volum fără precedent al fondurilor, urmărește optimizarea

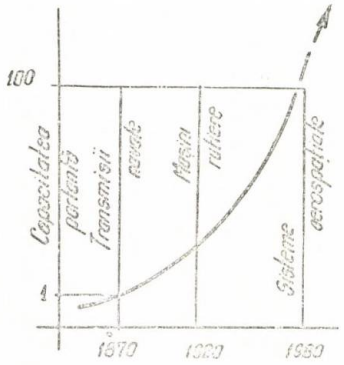


Fig. 1 Evoluția capacității portante a angrenajelor.

principalilor factori cu influență favorabilă asupra noilor performanțe. Un factor principal îl reprezintă creșterea indicelui de utilizare a materialului, valorificarea superioară a acestuia. În continuare se aduc noi argumente în acest sens.

Tenacitatea și duritatea — criterii fundamentale

Fero-aliajele (în general), oțelurile aliate (în special) vor reprezenta și în viitor materialul de bază, utilizat în construcția coroanelor roților dințate exploatate în condiții severe de solicitare.

În consecință, depășirea performanțelor actuale este condiționată de îmbunătățirea preciziei execuției, a caracteristicilor de rezistență mecanică ale materialului utilizat, în legătură cu legile călirii și durificării, în interdependență cu condițiile de solicitare în funcționare. Astfel, proiectarea, sub aspectul dimensional și cel tehnologic, devine mai complexă, fiind condiționată și precedată de restrîngerea gamei de materiale. De aici rezultă noi posibilități de perfecționare a fabricației, cu efecte economice remarcabile.

Alegerea materialului, proiectarea tehnologică de prelucrare la cald și la rece, ca și proiectarea dimensională sînt precedate de analiza cauzelor deteriorării danturii (STAS 8741-70) și confirmată prin urmărirea comportării în funcționare.

Cu toate că s-a acumulat multă experiență în acest domeniu, încă nu s-a fundamentat corespunzător corelarea solicitării cu tenacitatea materialului danturii — în interdependență de gradientul durității straturilor superficiale ale flancurilor active ale dinților, deci cu sporirea capacității portante în condițiile utilizării integrale a potențialului de rezistență al materialului (fig. 2).

Cele menționate înlesnesc înțelegerea de ce pittingul reprezintă cauza principală a deteriorării danturii roților dințate ale reductoarelor de turație, construite din oțeluri nedurificate, deși, din punct de vedere al tenacității, rămîn importante rezerve de rezistență neutilizate : griparea danturilor angrenajelor cutiilor de viteze cu mare turație (aeronave, de

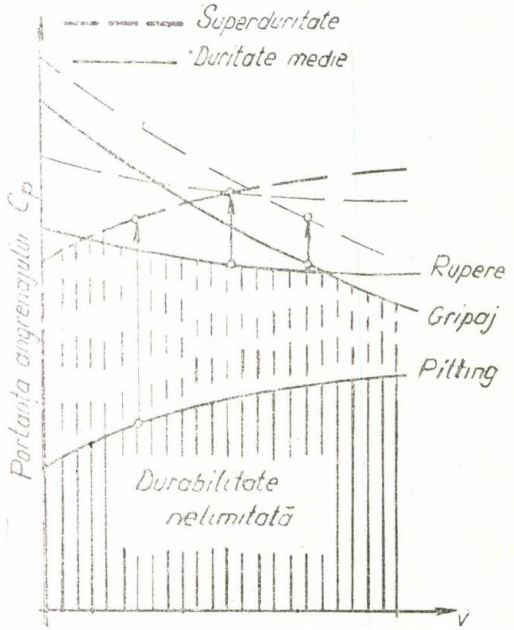


Fig. 2. Dependența capacității portante de starea materialului

a. Influența tratamentului

exemplu), ruperea statică-dinamică, sau prin oboseală a danturilor suprasolicitate la diferite turații etc.

Interes deosebit prezintă perspectiva noilor posibilităţi de utilizare integrală a capacităţii de rezistenţă a materialului angrenajelor cu durabilitate de funcţionare nelimitată, de tipul

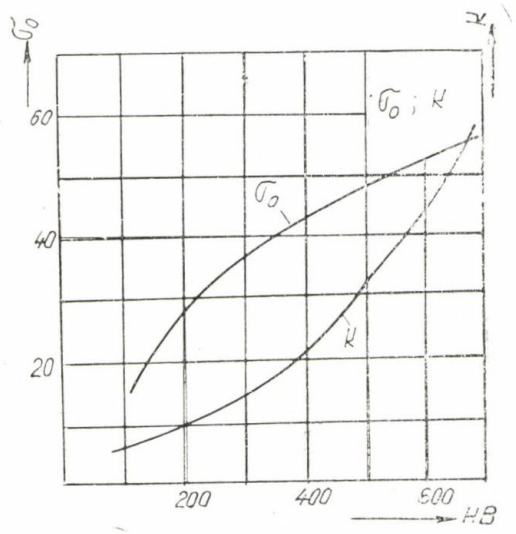


Fig. 2
b. Dependenţa tenacităţii de duritate (după Kalkert)

celor destinate contracţiei reductoarelor de turaţie, de uz general şi în numeroase alte cazuri practice.

Din punct de vedere al rezistenţei bazei dintelui la ruperea prin încovoiere, experienţa acumulată a dovedit cu prisosinţă creşterea proporţională a capacităţii portante a angrenajului C_p cu tenacitatea materialului σ_r (fig. 2, a).

Indicele de tenacitate ($i_t = \sigma_c/\sigma_r$) reprezintă unul din indicatorii creşterii indicelui de utilizare al materialului. Stabilind ansamblul criteriilor orientative de bază pentru selecţia materialelor destinate construcţiei angrenajelor moderne, a rezultat posibilitatea limitării considerabile a gamei mărcilor de oţel [1, 2], fiind stabilite şi recomandate următoarele sorturi (tab. 1) :

Tabelul 1

Oţeluri de îmbunătăţire (în stare de livrare)					
Marca	OLC 45	41 MoC 11	40 C 10	50 VC 11	34MoCN15
σ_c/σ_r	0,59	0,79	0,79	0,84	0,86
Oţeluri de cementare (în stare de livrare)					
Marca	OLC 15	18MoCN13	21MoMC12	13 CN 35	20 MoN 35
σ_c/σ_r	0,60	0,71	0,77	0,82	0,85

Utilizarea raţională a materialului, fiind o problemă complexă, nu poate fi limitată la criteriul tenacităţii, necesitînd perfecţionări tehnologice pentru corelarea criteriului tenacităţii cu criteriul durităţii, astfel încît angrenajul să asigure aceeaşi capacitate portantă din punct de vedere al rezistenţei danturii la rupere prin încovoiere, σ_i, cît şi cel al rezisten-

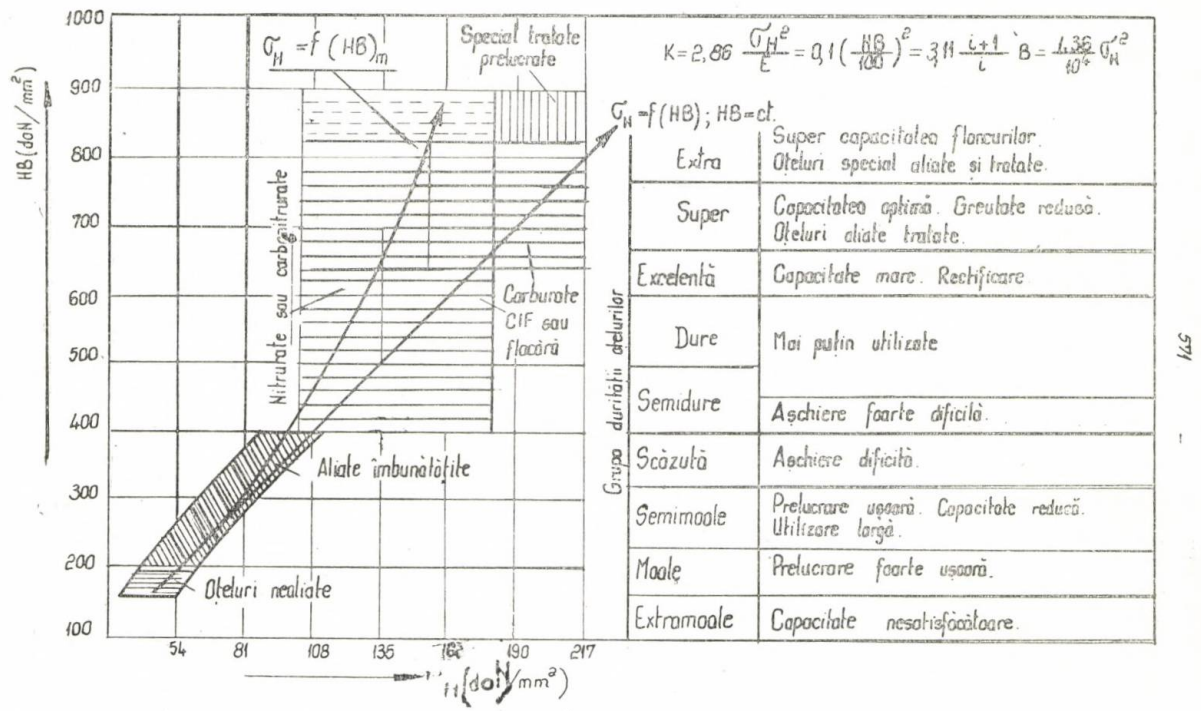


Fig. 3 Promovarea criteriului durităţii pentru corelarea capacităţii portante.

ţei flancurilor active la presiunea de contact, σ_H, (fig. 2, b). Promovînd criteriul durităţii se pot obţine informaţiile necesare corelării menţionate (fig. 3), [2].

Relaţii de recurenţă şi de comparaţie

Criteriul durităţii, corespunzătoare asigurării rezistenţei maxime la oboseala ciclică a straturilor superficiale, σ_H, se poate asigura printr-o duritate excelentă, pe o adîncime a_c, fundamentată pe baza teoriei contactului hertzian, la care s-a asociat rostogolirea cu alunecare specifică angrenării danturii.

În stadiul actual al cercetării, pe baza adaptării teoriei contactului elastic hertzian la contactul flancurilor angrenajului din oţel, s-au stabilit următoarele relaţii referitoare la capacitatea portantă.

1. Relaţiile clasice potrivit **modelului lui Hertz :**

— pentru rezistenţa la presiunea de contact σ_H.

$$\sigma_H = 0{,}5642 \sqrt{\frac{F_n/b}{2\left|\frac{1-\mu_1}{E_1}+\frac{1-\mu_2}{E_2}\right|}\cdot\frac{R_1+R_2}{R_1R_2}}$$

— pentru lăţimea fişiei contactului elastic b_H :

$$b_H = \sqrt{\frac{F_n}{b}\left[\frac{1-\mu_1^2}{E_1}+\frac{1-\mu_2^2}{E_2}\right]\cdot\frac{R_1+R_2}{R_1R_2}},$$

b — fiind lăţimea efectivă de contact, μ — coeficientul lui Poisson, $R_{1,2}$ — raza de curbură a corpurilor în contact.

2. Relaţia clasică, potrivit **modelului lui Föppl,** defineşte adîncimea tensiunilor de forfecare maximă din substrat :

$$z_{max} = 0{,}78\, b_H = a_c$$

3. Legătura presiunii de rostogolire K (definită de Stribeck) cu rezistenţa la presiunea de contact σ_H, stabilită de Niemann în anul 1940, este :

$$K = 2{,}86\,\sigma_H^2\,\frac{E_1+E_2}{2E_1E_2} = 1{,}362\times 10^{-4}\sigma_H^2,$$

pentru cuplul de materiale oţel/oţel.

4. Rezistenţa la rostogolire — după Kalkert (1962) :

$$K = \frac{F_n}{2\rho b}, \text{ pentru } \rho = R = \frac{\rho_1\rho_2}{\rho_1+\rho_2}$$

5. Încărcarea specifică, definită de Niemann (1965), este :

$$B = \frac{F_t}{bD_{d1}}, \text{ pentru forţa tangenţială la diametrul divizării.}$$

6. Legătura K—HB, stabilită de Retting (1969), este :

$$K = 0{,}1\left(\frac{HB}{100}\right)^2$$

Admiţînd, analizînd comparativ, interpretînd şi rezolvînd aceste expresii analitice, s-au stabilit relaţii de recurenţă între tenacitatea miezului şi duritatea flancului, astfel încît să fie asigurat principiul egalei rezistenţe a secţiunii periculoase la încovoiere σ_0 şi la presiunea de contact a flancurilor σ_H :

$$\sigma_H = 151\sqrt{\frac{\sigma_0}{z_1 y_f}\,\frac{i+1}{i}}, \qquad (1)$$

respectiv

$$HB = 557\sqrt{\frac{\sigma_0}{z_1 y_f}\,\frac{i+1}{i}}, \qquad (2)$$

i fiind raportul angrenării ($i = z_2/z_1$), y_f — coeficientul de formă a danturii, (DIN 3990-70), [3].

Deoarece relaţia (2) nu s-a putut verifica experimental în condiţiile angrenajelor cu flancurile durificate superficial (nepătruns), s-a considerat influenţa gradientului durităţii prin intermediul durităţii medii HB_m (3) :

$$HB_m = \frac{HB_{flanc}+(HB_{miez}+50)}{2}, \qquad (3)$$

astfel că relaţia (2) ia forma :

$$HB_m = 557\sqrt{\frac{\sigma_0}{z_1 y_f}\,\frac{i+1}{i}} \qquad (4)$$

ceea ce s-a verificat experimental (fig. 3 — curba mai groasă). Pentru angrenajul experimental : $m = 2$ mm ; $z_1 = 25$; $i = 1{,}48$; $y_f = 2{,}725$, a rezultat :

$$HB_m = 87\sqrt{\sigma_0} \qquad (5)$$

Solicitarea danturii şi grosimea stratului durificat

Pornind de la modelul lui Föppl, asociat relaţiilor de recurenţă şi de comparaţie menţionate, rezultă grosimea optimă a stratului durificat superficial (adîncimea de călire), $a_c = 0{,}78\ b_H$, la care eforturile unitare de forfecare ating valoarea maximă [2]. Considerînd particularităţile de solicitare ale angrenajului, şocurile generate de trecerea prin angrenarea singulară, rezultă că stratul durificat trebuie

să pătrundă peste limitele 0,78 b_H, adică $a_c > a_H = 0{,}78\ b_H$. Astfel, se poate admite expresia :

$$a_c = 0{,}78\ b_H + 0{,}25 \times 0{,}78\ b_H \approx b_H, \quad (6)$$

$$b_H = 7{,}427 \times 10^{-3}\ mz_1 \sqrt{B \frac{i}{i+1} \operatorname{tg} \alpha_r}\ , \quad (7)$$

iar pentru angrenajul experimental a rezultat :

$$b_H = 0{,}358 \sqrt{B}\ ,$$

B — fiind încărcarea specifică ($B = F_t / b\ D_{d1}$

Din raportul relațiilor (1) și (7) rezultă legătura tenacității cu grosimea stratului durificat. Pentru angrenajul normal ($\xi_1 = \xi_z = 0$), rezultă :

$$\frac{\sigma_H}{b_H} = \frac{33\,705}{mz_1} \cdot \frac{i+1}{i}\ ,$$

respectiv

$$b_H = \frac{i+1}{i} \cdot \frac{mz_1}{33\,705} \sigma_H = a_c, \quad (8)$$

iar pentru angrenajul experimentat a rezultat :

$$a_c \cong \frac{\sigma_H}{565}$$

Rezultă că adîncimea optimă a stratului durificat (grosimea de cementare sau de călire) are valori specifice roții dințate *(m, z)*, cît și angrenajului în care este integrată *(i)*, în dependență de tenacitatea și duritatea materialului.

Prin urmare, rezultă un ansamblu unitar de relații utile atît calculelor necesare proiectării dimensionale, dar mai ales pentru elaborarea tehnologiilor în vederea folosirii cît mai complete a capacității de rezistență a materialului, prin tendința sincronizării capacității portante a bazei dintelui (secțiunea periculoasă), cu capacitatea portantă a flancurilor active (suprafața de contact — periculoasă).

Compatibilitatea tenacitate — duritate

Oricît de riguroase ar fi relațiile analitice, ele pot exprima corect proprietățile fizice ale materialului numai cînd sînt aplicate cu prudență, pentru a nu depăși limitele compatibilității. Astfel, tenacitatea și duritatea unei mărci de oțel în stare de livrare au valori standard.

Se știe că, prin tratamente ulterioare, tenacitatea unui oțel aliat poate fi îmbunătățită în limite mult mai restrînse decît duritatea, în timp ce adîncimea stratului de difuzie depinde atît de procedeul durificării cît și de timpul sau durata tehnologică.

Definind angrenajul analizat, de exemplu prin caracteristicile : $m = 4$ mm ; $z_1 = 25$; $i = 1{,}48$; $\operatorname{tg} \alpha_r = 0{,}388\,354$; $y_f = 2{,}75$; $y_c = 1{,}764$; [3, 5, 8], rezultă $K = 5{,}214\ B$; $\sigma_H = 196\ B$; $\sigma_0 = 68{,}89\ B$; $b_H = a_c = 0{,}358\ B^{1/2}$; $HB = 3{,}69\ \sigma_H$, considerînd un domeniu larg de valori fictive pentru tenacitate ($\sigma_0 = 2 \ldots 100$ daN/mm^2) și aplicînd relațiile de recurență rezultă :

Tabelul 2

σ_0	σ_H	HB_m	a_c
2	34	125	0,062
3	39	145	0,073
4	47	174	0,086
5	53	194	0,096
6	58	217	0,107
8	67	250	0,124
10	76	280	0,139

Tabelul 3

σ_0	σ_H	HB_m	a_c
11	80	294	0,145
12	82	302	0,150
14	88	323	0,160
16	94	347	0,172
18	100	369	0,182
20	105	389	0,193
22	111	409	0,202
25	118	434	0,215

Astfel, pentru a fi asigurată tendința corelării capacității de rezistență la presiunea de contact cu potențialul rezistenței de rupere în secțiunea periculoasă, pentru utilizarea unui oțel

a cărei limită de rezistență $\sigma_0 = 22$ daN/mm², pinionul angrenajului va fi dimensionat la presiunea de contact pe baza limitei de rezistență $\sigma_H \cong 111$ daN/mm². În acest scop, prin aspectele proiectării tehnologice, urmează a se

Tabelul 4

σ_0	σ_H	BH_m	a_c
30	130	480	0,237
35	140	516	0,256
. . .	. . .	. . .	. . .
40	149	551	0,273
. . .	. . .	. . .	. . .
45	158	583	0,289
. . .	. . .	. . .	. . .
50	167	616	0,305
. . .	. . .	. . .	. . .
60	183	676	0,335
. . .	. . .	. . .	. . .
80	211	780	0,385
. . .	. . .	. . .	. . .
100	236	871	0,431
. . .	. . .	. . .	. . .

prescrie și coordona procesul durificării straturilor superficiale, astfel încît să rezulte $HB \approx 409$ daN/mm², precum și o grosime a stratului de difuzie $a_c \geq 0{,}2$ mm.

De exemplu, din gama oțelurilor pentru angrenaje, ar putea fi utilizat oțelul semimoale 41 MoC 11, îmbunătățit la $HB = 280 = HB_{miez} = HB_{flanc} = HB_m$. Pentru a rezulta o duritate medie la valoarea corelată în tabel, este necesară o duritate superficială $HB_{flanc} = 2\ HB_m - HB = 2 \times 409 - 280 = 538$ daN/mm², ceea ce se încadrează în grupa oțelurilor dure (fig. 3).

Considerînd și tenacitatea suplimentară rezultată din procedeul durificării adoptat, cuprins în general între (15 . . . 30)%, [7], rezultă necesitatea unei durități superficiale HB_s mai mari

$$HB_s = HB_{flanc} + (0{,}15 \ldots 0{,}30)\ HB_{flanc}$$

Astfel, presupunînd o creștere a tenacității de 15%, în cazul analizat va rezulta $HB_s = 580 + 0{,}15 \times 580 = 667$ daN/mm² ceea ce presupune realizarea unei durități excelente (fig. 3), corelată cu o grosime prescrisă a stratului de difuzie. În aceste condiții va fi exploatată integral capacitatea de rezistență, cu un coeficient optim de utilizare a materialului.

Concluzii

1. Importanța practică a sistemului conceptual, fundamentat pe criteriul corelării tenacității și durității, împreună cu sistemul relațiilor de recurență și de comparație este mult mai cuprinzătoare. Deși, teoretic, sînt stabilite în condițiile utilizării integrale a capacității de rezistență, ele au un domeniu de aplicare cuprinzător, capabil să satisfacă orice variantă practicabilă tehnologic, cît și evitarea adoptării variantelor incompatibile procedeelor de durificare actuale.

2. Promovarea corelării criteriului tenacitate — duritate stimulează orientarea spre noi procedee de durificare mai eficiente, practicabile la temperaturi scăzute ($t < A_1$) cu difuzie mai profundă și durată tehnologică mai redusă.

3. Duritatea optimă se consideră prin gradientul durității avînd valoare specifică tenacității, geometriei și solicitării danturii. Straturile superdure, putînd deveni prea fragile și necesitînd cheltuieli energetice de prisos sînt inutile, ca și realizarea grosimilor de strat mai mari decît cele corelate.

4. Relațiile clasice pentru determinarea capacității portante la presiunea de contact au domeniul de aplicabilitate limitat la danturile îmbunătățite, la care gradientul durității → 0, (fig. 3 — curba subțire). În cazul durificării superficiale se consideră influența gradientului durității prin duritatea medie, ceea ce s-a verificat experimental în cadrul cercetărilor proprii (fig. 3 — curba îngroșată), [2], cît și prin convențiile de colaborare I.P.B. — I.C.T.C.M., [4, 6].

5. Restrîngerea considerabilă a gamei de oțeluri utilizate în fabricația roților dințate reprezintă o premisă a perfecționării organizării producției, pentru obținerea de noi performanțe în tehnica angrenajelor. Astfel s-au acumulat argumente necesare fundamentării standardizării oțelurilor pentru fabricarea angrenajelor, [1, 2, 3, 4, 5, 8].

6. Prezentul articol dă un răspuns argumentat mult controversatei probleme privind adîncimea optimă de durificare (cementare — călire) a stratului durificat [2, 10], cît și intensității durității superficiale flancurilor roților dințate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Stere, N.*: Materiale și tratamente de durificare a flancurilor roților dințate. Referat științific, catedra Organe de mașini, I.P.B., 1975.

[2] *Stere, N.*: Influența nitrurării asupra capacității portante la pitting a angrenajelor cilindrice. TEZA DE DOCTORAT, București, I.P.B., 1978.

[3] * * *: Metoda generală pentru calculul geometric și de rezistență al angrenajelor cilindrice — TS 40, — MICM — ICTCM, București, 1979.

[4] * * *: Cercetarea angrenajelor cilindrice la presiunea de contact. Convenție de colaborare I.C.T.C.M. — I.P.B., 1973—1977.

[5] *Rădulescu, Gh.*: Organe de mașini vol. II — Angrenaje cilindrice, I.P.B., 1979.

[6] *Miloiu, Gh.*: Contribuții la studiul teoretic și experimental al angrenajelor cu profil în arc de cerc. TEZA DE DOCTORAT. Universitatea Brașov, 1975.

[7] *Schlobach, W.*: Auswirkung unter shüedlicher Wärmebehaudlungen auf die Zohnfusfestigkeit von Zahnarädern. Dissertation TH Aachen 1968.

[8] * * *: DIN 3990—70; GOST 21354—75; TGL 10546—63; AGMA 210—02 și 220—02.

[9] *Stere, N.*: Metode și procedee rapide pentru determinarea rezistenței la oboseală adaptabile roților dințate. I.P.B., Catedra Organe de mașini, referat din 11.05.1971.

[10] *Stere, N.*: Studiul privind stadiul actual al tratamentului termo-chimic de nitrurare în fabricația roților dințate. Contact de colaborare cu Intreprinderea NEPTUN — Cîmpina, 1977.

CZ : 620.173.1.001.6 : 621.833 : 621.78

Comportarea la uzură a roților dințate tratate termochimic

Conf. dr. ing. Dorina **MATIEȘAN**, prof. dr. ing. Alexandru **CHIȘIU**, conf. dr. ing. **VERMEȘAN**, șef lucr. ing. Dumitru **POP** — Institutul Politehnic Cluj-Napoca
Ing. Eugenia **MOSORA**, ing. Ioan **SUCALĂ** — Intreprinderea „Unirea" Cluj-Napoca

Cerințele impuse de tendința de a mări eficiența utilizării materialelor, prin îmbunătățirea cifrelor de rezistență pe calea aplicării tratamentelor termice adecvate, au determinat colectivul de autori să-și continue investigațiile începute în lucrarea [4].

Materialul studiat este oțelul 18 Mc 10 căruia i s-a aplicat tehnologia de tratament termochimic în următoarele variante :

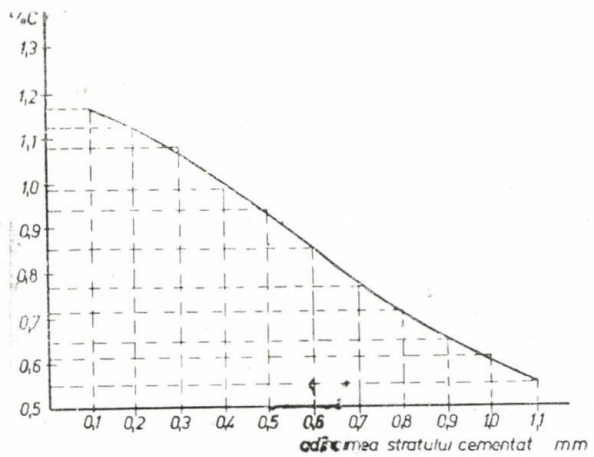


Fig.1

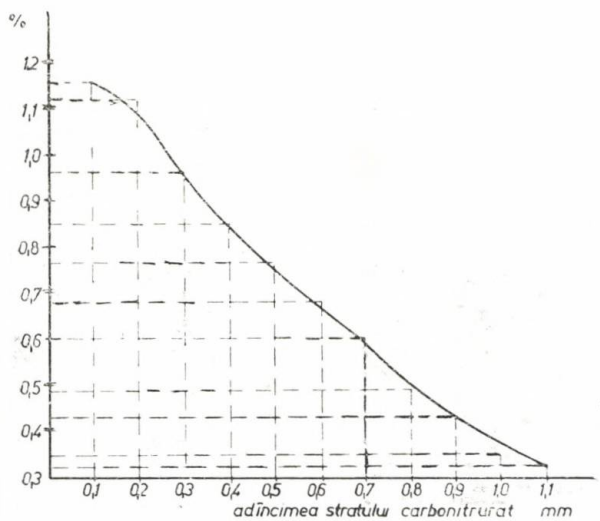


Fig. 2

a) carburare urmată de călire și revenire joasă ;
b) carburare, tratament sub zero grade și revenire joasă ;
c) carbonitrurare, urmată de călire și revenire joasă ;
d) carbonitrurare, trataemnt sub zero grade și revenire joasă.

Roțile dințate cu dinți înclinați care au fost supuse experimentării au caracteristicile geometrice : $z_1 = 29$; $z_2 = 68$; $m_n = 2{,}5$, unghiul de înclinare $\beta = 15°$, clasa de precizie 7 JC STAS 6273—60, distanța între axe $A = 125{,}526$ mm.

Studiul efectuat pe epruvete a permis să se traseze diagramele din figurile 1 și 2, ce arată dependența adîncimii stratului durificat pentru cele două proceduri de bază, carburare (cementare) și carbonitrurare, funcție de % de carbon.

Urmărirea modificării durității epruvetelor pe adîncimea stratului a permis să se prezinte datele din tabelul 1.

Tabelul 1

Tratamentul termic	Duritate *HV* 100 — Adîncimea stratului durificat [mm]								
	0	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0	1.5	2
Carburare varianta **a**	724	724	724	572	464	421	421	421	383
Carburare și tratament sub 0°C varianta **b**	824	824	724	724	572	464	383	383	383
Carbonitrurare varianta c	324	824	824	724	572	454	421	383	383
Carbonitrurare + + tratament sub 0°C d	946	946	946	821	572	464	421	383	383

Roțile dințate, supuse variantelor de tratament expuse mai sus, au avut următoarele valori ale durității superficiale :

varianta **a)** *HV* 100 = 720 — 740
varianta **b)** *HV* 100 = 840 — 880
varianta **c)** *HV* 100 = 740 — 800
varianta **d)** *HV* 100 = 880 — 900

Programul de încercări a cuprins stabilirea limitei capacității portante a flancului funcție de uzura pitting. S-a aplicat metoda prescurtată

de încercare [2], ce are la bază următoarele relaţii : $C_p = \frac{F_t}{BD_{r_1}}$ — capacitatea portantă a flancului

$K = \frac{F_n}{2B\rho} = \frac{2{,}86\sigma_k^2}{E} = 0{,}1\left(\frac{HB}{100}\right)$ — presiunea de rostogolire pe roţile cu dinţi drepţi, unde :

σ_k — efortul unitar hertzian ;

F_n — forţa normală pe dinte ;

B — lăţimea roţii ;

D_{r_1} — diametrul de rulare ;

E — modulul de elasticitate redus al materialului roţilor ;

F_t — forţa tangenţială.

Durata medie $HB_m = \frac{HB_s + (HB_{\text{miez}} + 50)}{2}$

s-a stabilit pe baza datelor din tabelul 1, la valoarea (roata pinion) :

varianta **a)** $HB_m = 581$ daN/mm²

varianta **b)** $HB_m = 646$ daN/mm²

varianta **c)** $HB_m = 606$ daN/mm²

varianta **d)** $HB_m = 661$ daN/mm²

Pentru aceste date se obţin valorile limită ale efortului unitar hertzian σ_k :

a) $\sigma_k = \frac{HB_m}{3{,}69} = 160{,}9$ daN/mm²

b) $\sigma_k = 178{,}94$ daN/mm²

c) $\sigma_k = 167{,}86$ daN/mm²

d) $\sigma_k = 183{,}102$ daN/mm²

Considerînd valoarea limită $\sigma_k = 160$ daN/mm² pentru roţile carburate şi $\sigma_k = 170$ daN/mm² pentru roţile carbonitrurate, se calculează momentul de torsiune maxim corespunzător acestor încărcări specifice :

$$M_{t\,\text{lim}} = C_p \cdot B \frac{D_{r_1}}{2} = 68 \text{ daN m}$$

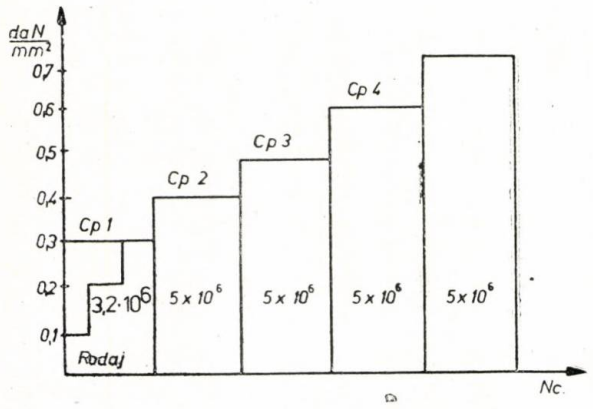


Fig. 3

Pe baza schemei de încărcare prezentată în figura 3, s-au executat încercările experimentale.

Angrenajele la care s-a aplicat tratamentul termic din varianta **a** (carburare) şi **c** (carbonitrurare), fără a se intercala tratarea sub 0°C, s-au comportat similar, înregistrînd valori apropiate ale capacităţii portante $C_p = 0{,}4 \ldots 0{,}45$ daN/mm², în timp ce la angrenajele la care s-a introdus şi tratarea sub 0°C, s-au obţinut valori mai mari ale portanţei $C_p = 0{,}5 \ldots 0{,}6$ daN/mm² (fig. 4).

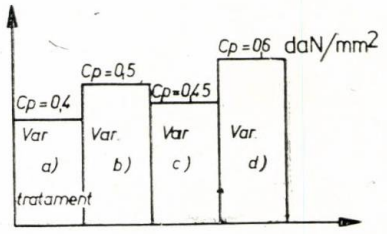


Fig. 4

În figurile 5 a, b se prezintă microstructura stratului durificat pe flancul dinţilor şi structura miezului dintelui la roţile cu varianta de

Fig. 5, a

Fig. 5, b

tratament termic ; carbonitrurare + călire + + tratament sub 0°C + revenire joasă.

În figurile 6 a, b se prezintă microstructura flancului dintelui şi a miezului la roţile din-

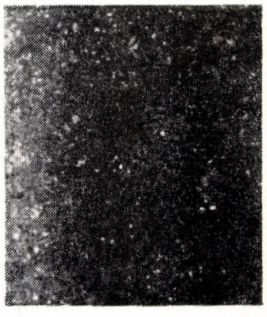


Fig. 6, a

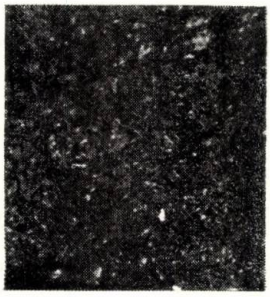


Fig. 6, b

ţate cu tratamentul termic după varianta : carburare + călire + tratament sub 0°C + revenire joasă.

Se menționează că, deși experimentările au arătat superioritatea angrenajelor tratate termic după variantele **b** și **d** (în care s-a introdus tratarea sub 0°C), au existat situații în care a apărut ruperea prin încovoiere a dinților, ceea ce a limitat valoarea portanței flancurilor. Pentru a evita aceste neajunsuri cauzate de duritatea prea mare a miezului și a tipului de structură, s-au introdus modificări ale tehnologiei de tratament, care este și în prezent în curs de experimentare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Chișiu, Al., Matieșan, D., Pop, D., Mădărășan, T.:* Organe de mașini, E.D.P., 1976, București.

[2] *Stere, N.:* Contribuții privind influența nitrurării asupra capacității portante la pitting a angrenajelor cilindrice metalice cu dinți drepți. Teză de doctorat, I.P.P., 1978.

[3] *Vermeșan, G.:* Nitrurarea, Lito I.P.C. — N., 1978.

[4] *Matieșan, D., Vermeșan, G., Olteanu, I., Sucală, I., Mosora Eugenia:* Comportarea la uzură a roților dințate tratate termochimic și sub zero grade. Sesiunea științifică a Institutului Politehnic Cluj-Napoca, 1978.

CZ : 621.891.2 : 620.1 : 621.831

Aspecte ale influenței lubrifierii asupra capacității portante la angrenajele cilindrice

Dr. doc. ing. N. G. **POPINCEANU**, ing. Gh. A. **POPOVICI** — Institutul Politehnic Iași

Introducere

Dintre elementele componente ale utilajelor, angrenajele au un rol însemnat în determinarea unor parametri tehnici și a gabaritului. În acest sens, prin introducerea unor rezultate experimentale în proiectarea angrenajelor, se poate realiza mărirea capacității lor portante, cu efecte economice însemnate.

Mărirea capacității portante la angrenaje a preocupat cercetătorii din întreaga lume, urmărindu-se influența materialului, a tehnologiei de execuție și a tratamentului termic aplicat, a lubrifierii și a exploatării lor. Avînd în vedere complexitatea fenomenelor care apar la funcționarea angrenajelor, este greu a diferenția influența absolută a unuia sau altuia, însă prin experiențe adecvate se poate evidenția efectul unei cauze în dependență de alta.

Recent, s-a introdus în țară, pentru experimentare, o metodică unitară de calcul a roților dințate [5], care trebuie completată și îmbunătățită cu o serie de date.

Relații de calcul preconizate

În cazul calculului de rezistență la oboseală a stratului superficial de contact, se pornește de la tensiunea hertziană de contact, determinată în punctul de rostogolire C, cu relația [5] :

$$\sigma_{H_C} = K_M \cdot K_C \cdot K_H \cdot$$

$$\cdot \sqrt{\frac{F_{td}}{B \cdot D_{af_1}} \cdot K_S \cdot K_V \cdot K_{HB} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leqslant \sigma_{H_a},$$

unde σ_{H_a} este tensiunea hertziană admisibilă dată de relația :

$$\sigma_{H_a} = \frac{\sigma_{H_{\lim}}}{C_{H_{\min}}} \cdot K_{HN} \cdot K_R \cdot K_d$$

Semnificațiile factorilor din relațiile prezentate se găsesc și în lucrările [1], [2], [5], [7], [8], [10], cu mici modificări de notații.

În cazul solicitării de contact, valoarea lui σ_{H_a} este influențată atît de material, tehnologii de execuție și tratament și mărimea roții, cît și de condițiile de ungere și de exploatare, ce nu sînt cuprinse în relația de calcul propusă. Se menționează că nu există nici o metodică de calcul, care să considere, la contact, existența peliculei de lubrifiant între cele două corpuri solide.

Influența lubrifiantului

Lubrifiantul poate influența capacitatea portantă prin vîscozitatea sa inițială și prin natura și compoziția sa, așa cum reiese din lu-

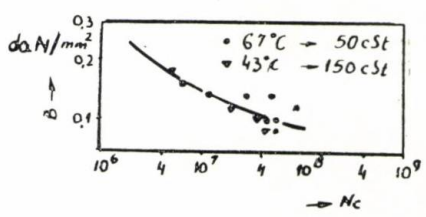


Fig. 1.

crarea [3]. Analizînd figura 1, se constată că la același ulei, folosit la temperaturi diferite,

deci vîscozităţi diferite, nu se observă modificări importante ale capacităţii portante, însă prin modificarea vîscozităţii iniţiale, se obţin creşteri ale capacităţii portante de circa (170—210)%, aşa cum se vede în figura 2.

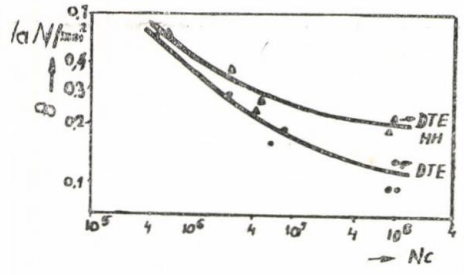


Fig. 2.

Pe baza cercetărilor, unii autori [1], [2], [7] propun pentru calculul tensiunii hertziene admisibile, un factor de corecţie, numit factor de ungere (figura 3).

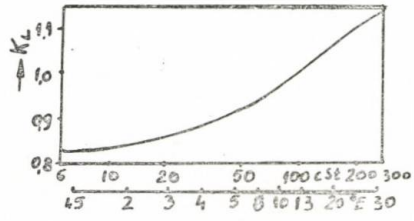


Fig. 3.

Continuîndu-se cercetările în acest domeniu, [3], se obţin, pentru capacitatea portantă a angrenajelor, creşteri de circa (500—800)%, prin folosirea unor uleiuri sintetice în comparaţie cu uleiul mineral curat. Aceste rezultate nu sînt cuprinse într-un factor de influenţă, aşa cum se prezintă la vîscozitate.

Influenţa condiţiilor de ungere

Ungerea este influenţată, în general, de materialul şi starea suprafeţei cuplelor cinema-

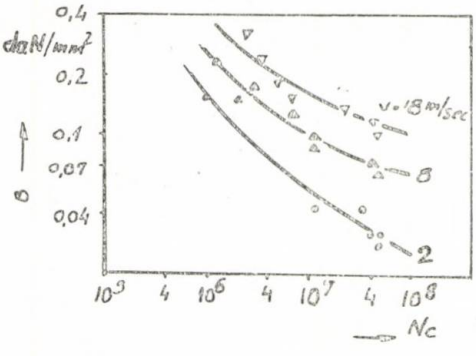


Fig. 4.

tice, de natura şi vîscozitatea uleiului, precum şi de mişcarea relativă a celor două suprafeţe în contact.

Dintre aceste condiţii de ungere, mişcarea relativă are influenţe mari asupra formării peliculei portante, hidrodinamice sau elastohidrodinamice de ungere, cu efecte pozitive asupra capacităţii portante, cu creşterea vitezei [4], redată în figura 4. Unii autori [2], [7] precum şi metodica DIN [10] propun folo-

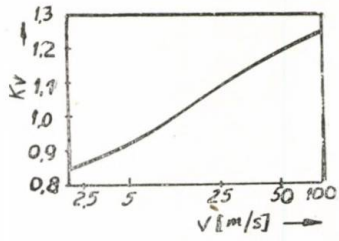


Fig. 5.

sirea unui factor de influenţă a vitezei asupra tensiunilor admisibile la contact, numit factor de viteză, redat în figura 5.

Concluzii

Din prezentarea influenţei ungerii şi a condiţiilor de ungere asupra capacităţii portante, rezultă că trebuie să se ţină cont de aceşti factori în timpul proiectării şi să se prescrie condiţiile de lucru pentru angrenajul proiectat.

Pînă la întocmirea unei metodici complete de calcul, care să ţină cont de existenţa peliculei de lubrifiant între suprafeţele de contact, se poate folosi metodica propusă [5], îmbunătăţită cu unele cercetări noi în domeniul ungerii, folosindu-se uleiuri autohtone. Nu se recomandă folosirea uleiurilor echivalente, deoarece se pot obţine rezultate eronate.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Müller, H. W. Pahl, G.:* Hilfsblatter zur Berechnung von Zahnrädgetrieben, Technische Hochshule Darmstadt, 1973.

[2] *Nieman, G.:* Maschinenelemente, Bd 11, Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer, 1960.

[3] *Niemann, G., Richter, W.:* Einfluß der Schmierung auf die Zahnflanken — Tragfähigkeit, Konstruktion 12 (1960) nr. 8.

[4] *Niemann, G., Richter, W.:* Der Einfluß der Umfangsgeschwindkeit auf die Zahnflanken — Tragfähigkeit, Konstruktion 12 (1960) nr. 5.

[5] *Rădulescu, Gh., Rosza, F.:* Metodică generală pentru calculul geometric şi de rezistenţă al angrenajelor paralele cilindrice exterioare şi interioare, cu dantură dreaptă şi înclinată. M.I.C.M.—I.C.T.C.M., Bucureşti, 1979.

[6] *Sauer, L., şi col.:* Angrenaje, Vol. I şi II, E.T., Bucureşti, 1970.

[7] *Stolzle, K., Winter, H.:* Calculul capacităţii portante a transmisiilor cu roţi dinţate, Antrieb-Technik vol. 10, nr. 2, 1970. Din D.S. nr. 7, 1971.

[8] *Winter, H.:* Grundgedanken der ISO — Tragfähigkeitsberechnung von Zahnrädern, Maschinenbautechnik 24 (1975) nr. 2.

[9] * * *: A.G.M.A. 210.02.1965.

[10] * * *: D.I.N. 3990/1970.

CZ : 620.178.1.004.6 : 621.892

Cercetări privind comportarea la uzare și capacitatea de ungere a unor noi tipuri de uleiuri destinate transmisiilor industriale

Prof. dr. ing. Napoleon N. **ANTONESCU**, șef lucr. ing. Eugen **VOICU**,
șef lucr. ing. Marian **NEACȘU** I.P.G. Ploiești
Dr. ing. Marin **GIMPIREA** — I.C.I.T.P.R. Ploiești

Conținutul și orientarea lucrării

Elementul principal ce caracterizează funcționarea optimă a unei cuple lubrifiate este regimul de frecare, sub aspectul naturii ungerii și al posibilităților de menținere în timp a acestui regim de frecare [3]. Uzura produsă în prezența lubrifiantului se datorește în principal regimului mixt, întîlnit în funcționarea mașinilor în anumite perioade și condiții de lucru.

Cunoscîndu-se faptul că lubrifiantul poate fi considerat ca element operațional, [3], cu efecte asupra siguranței în funcționare a cuplei de frecare, s-a inițiat o amplă cercetare asupra proprietăților lubrifiante de antiuzare și asupra capacității de ungere a unor lubrifianți destinați transmisiilor industriale. Alegerea corectă a lubrifiantului pentru transmisiile industriale cu angrenaje este impusă de necesitatea obținerii performanței și duratei maxime în funcționarea agregatului și trebuie făcută cu grijă, ținîndu-se seama de următoarele elemente, [4] :

— cuplul de materiale ;
— condițiile de montaj și de serviciu ;
— presiunea de contact, legată de sarcina transmisă și variațiile sale pe parcursul angrenării ;
— viteza de alunecare dependentă de profilul danturii și de viteza de rotire a angrenajului ;
— viteza de rotație ;
— temperatura dinților.

Utilizarea lubrifianților aditivați este o soluție impusă de cerințele modernizării construcției de mașini. Este necesară, deci, cunoașterea acestor aditivi și, în consecință, evitarea condițiilor de lucru, care îi pun în situația de a deveni factori favorabili uzurii, oricare ar fi formele sub care se manifestă aceasta.

În acest caz, lucrarea de față și-a propus să studieze proprietățile de antiuzare și capacitatea de ungere a unor lubrifianți și aditivi care pot fi folosiți în ungerea transmisiilor industriale. S-au luat în considerare 4 transmisii industriale, și anume :

— motoreductor planetar 40 Kw, utilizat la acționarea turbinei de aerare a apei, din instalația de epurare biologică a C. P. Brazi ;
— cutia de viteze C.V. 12—351 a agregatului de cimentare și fisurare ACF. 700 și ACF. 1050 ;
— cutia de viteze a tractorului U-650 ;
— mecanismul motor al pompei 2 PN-1258.

S-au avut în vedere asocierile de materiale pentru cuplele de frecare, tratamentele termice ale suprafețelor în contact, prelucrările finale ale acestora, precum și parametrii de lucru corespunzători transmisiilor studiate.

Ținînd seama de obiectivul urmărit s-au studiat, comparativ, două tipuri de lubrifianți cu aditivi indigeni, cu două tipuri aditivați identic cu materiale din import, urmărindu-se, îndeosebi, variația coeficientului de frecare, a temperaturii și a vitezei de uzare [1].

Condiții experimentale

Stabilirea metodologiei de încercare pe aparatura de laborator s-a făcut după ce în prealabil s-au studiat condițiile specifice de lucru, caracteristicile constructive și parametrii funcționali ai transmisiilor avute în vedere, ale căror scheme cinematice sînt prezentate în figurile 1, 2, 3, 4, [1]. Rezultatele calculelor efectuate în vederea stabilirii parametrilor funcționali sînt prezentate sintetic în tabelul 1, [1], utilizînd notațiile consacrate [1], [2]. Cercetă-

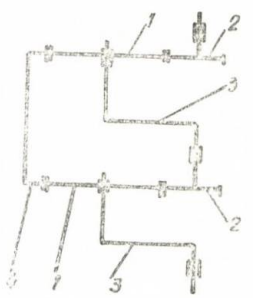


Fig. 1 Motoreductor planetar de 40 kW.
1 — satelit ; 2 — roată ; 3 — braț port-satelit ; 4 — coroană.

rile au fost efectuate utilizînd tribometrul tip AMSLER A 135, construcția firmei elvețiene Wolpert Wertstoffprüfmaschinen A.G.

Epruvetele necesare încercărilor au fost confecționate respectîndu-se prevederile constructorilor aparatului și relația :

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{n_1}{n_2}(1 - \eta_1), \qquad (1)$$

unde :

D_1, n_1 — diametrul, respectiv turația epruvetei inferioare ;

D_2, n_2 — diametrul, respectiv turația epruvetei superioare ;

η_1 — alunecarea relativă, rezultată în urma culculelor efectuate (tabelul 1).

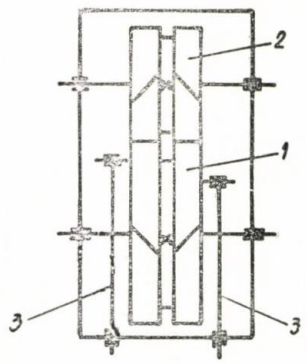


Fig. 2 Mecanismul motor al pompei 2 PN-1258.
1 — coroană ; 2 — pinion ; 3 tijă.

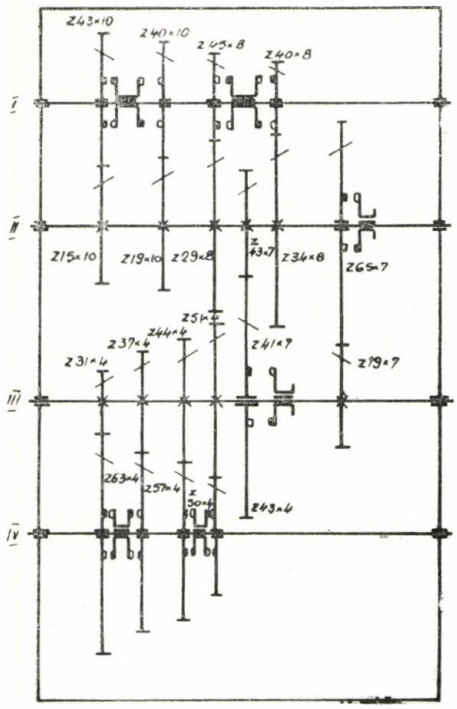


Fig. 3 Cutia de viteze a agregatului de cementare CV 12-351.

Se cunoaște constructiv raportul $\frac{n_1}{n_2} = 1{,}10429$, [1].

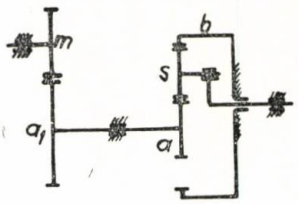


Fig. 4 Schema cinematică corespunzătoare vitezei I-a din cutia de viteze a tractorului U-650.

Forma, dimensiunile și caracteristicile tehnice ale epruvetelor sînt prezentate în figura 5 și în tabelul 2.

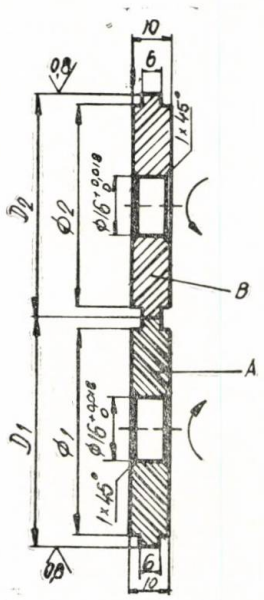


Fig. 5 Epruvetele utilizate la încercările cu tribometrul AMSLER A 135.
A — epruveta inferioară ; B — epruveta superioară.

Programul de încercări a fost întocmit astfel încît, funcție de posibilitățile instalației, să se realizeze sarcina, turația și presiunea de contact la valori cît mai apropiate de cele de lucru ale transmisiilor studiate, reproducîndu-se însă cu fidelitate alunecările relative, [1].

Uleiurile studiate au caracteristicile prezentate în tabelul 3, din care reiese faptul că se testează comparativ lubrifiantul U-652, cu U-654 și lubrifiantul U-653, cu U-657.

Rezultatele obținute și interpretarea acestora

Studiul experimental comparativ, întreprins în condițiile expuse anterior, a condus la obținerea rezultatelor redate sintetic în tabelul 4.

Tabelul 1

Mărimea	Unit. măs.	2 PN 1258	CV-12-35	U-640 ; m-a_1	U-640 ; a-s	U-640 ; s-b	P=40 kw ; i=32
1	2	3	4	5	6	7	8
z_1/z_2	—	28	15	16	20	16	16
		127	43	47	16	52	28
$\Sigma z/\Sigma z/2$	—	155	58	63	36	36	44
		77,5	29	31,5	18	18	22
αdn	0	20°	20°	20°	20°	20°	20°
βd	0	34°17′ = 34°, 2833	15°	0°	0°	0°	0°
m_n/m_f	mm	9,91515	10	3,5	2,25	2,25	5
		12	10,353	3,5	2,25	2,25	5
A/A_0	mm	935	310	111	41,5	41,5	115
		930	300,23	110,25	40,5	40,5	110
tg α_{df}/α_{df}	0	0,4405	0,377	0,36397	0,36397	0,36397	0,36397
		23°, 7736	20°, 647	20°	20°	20°	20°
cos α_{rf}/α_{rf}	0		0,90628	0,93334	0,91705	0,91705	0,89884
		24°, 4598	25°, 004	21° 0379	23°, 5015	23°, 5015	25° 99446
tg α_{rn}/α_{rn}	0	0,37585	0,4505	idem poz. 8	idem poz. 8	idem poz. 8	idem poz. 8
		20° 5987	24°, 2515				
cos β_b/β_b	0	0,848425	0,969974	1	1	1	1
		31°, 95921	14° 0761	0	0	0	0
ξ_{n1}/ξ_{n2}	—	+0,296	+0,579	+0,4827	+0,086	+0,327	+0,551
		+0,204	+0,5	—0,263	+0,327	+0,873	+0,6
Dd_1/Dd_2	mm	336	155,291	56	45	36	80
		1524	445,169	164,5	36	117	140
Dr_1/Dr_2	mm	337,806	160,3448	56,381	46,111	36,888	83,636
		1532,1935	459,6552	165,619	36,888	119,888	146,364
Drn_1/Drn_2	mm	469,2889	170,4257	idem poz. 13	idem poz. 13	idem poz. 13	idem poz. 13
		2128,5632	488,5538				
De_1/De_2	mm	361,730	185,034	66,201	50,08	41,98	94,15
		1547,84	473,341	169,401	41,98	116,44	154,64
hk_1/hk_2	mm	11,962	12,3446	4,91	1,9844	2,5455	5,257
		7,82325	6,8429	1,891	2,5455	1,7244	4,138
B/L	mm	420	75	18	18	18	70
		508,31	77,65	18	18	18	70
n_1/n_2	rot./min.	300	365,385	2600	639,243	799,054	213,412
		66,142	127,46	885,106	799,054	245,863	121,95
V_r	m/s	5,306	3,068	7,7675	1,5434	1,5434	0,9345
V_{rn}	m/s	4,384	2,9635	idem poz. 19	idem poz. 19	idem poz. 19	idem poz. 19
e_{n1}/e_{n2}	mm	29,571	24,002	9,9637	4,2214	5,0739	10,0132
		21,69	15,67	4,9205	5,0739	4,0444	8,5648
e_{f1}/e_{f2}	mm	25,32685	23,3851	idem poz. 21	idem poz. 21	idem poz. 21	idem poz. 21
		18,4539	15,2355				

(continuare tabelul 1)

1	2	3	4	5	6	7	8
$\eta l_{n1}/\eta l_{n2}$	—	0,153808	0,37992	0,47376	0,41197	0,3597	0,37627
		0,11282	0,248035	0,23396	0,49516	0,2867	0,3218
$\eta l_{f1}/\eta l_{f2}$	—	0,18301	0,39344	idem poz. 23	idem poz. 23	idem poz. 23	idem poz. 23
		0,13335	0,25633				
Vl_{n1}/Vl_{n2}	m/s	0,6743	1,12591	3,63635	0,63582	0,5552	0,35166
		0,49459	0,17305	1,79578	0,76442	0,44255	0,3008
Vl_{f1}/Vl_{f2}	m/s	0,97104	1,20706	idem poz. 25	idem poz. 25	idem poz. 25	idem poz. 25
		0,707532	0,78641				
ρ_{n1}/ρ_{n2}	—	0,934445	0,68475	0,58112	0,64936	0,70708	0,68878
		0,97971	0,83039	0,84593	0,55749	0,78769	0,74893
ρ_{f1}/ρ_{f2}	—	0,90221	0,66982	idem poz. 27	idem poz. 27	idem poz. 27	idem poz. 27
		0,95704	0,82123				
PKw/CP	Kw/CP	925	277,487	56,067	40,493	40,493	30,988
		1258	377,276	76,23	50,055	50,055	42,131
M_1^0/M_2^0	m daN	2944,58	725,26	20,594	60,495	48,396	138,667
		13355,79	2079,89	60,495	48,396	157,286	242,667
F_t/q_t	daN/daN/mm	17433,56	9046,29	730,529	2623,87	2623,87	3315,964
		41,5085	120,617	40,585	145,77	145,77	47,371
F_n/q_n	daN/daN/mm	22540,40	10271,886	782,701	2861,208	2861,208	3689,173
		44,344	132,284	43,483	158,956	158,956	52,702

La analiza și interpretarea rezultatelor s-a avut în vedere faptul că fiecare lubrifiant a fost testat pe toate cuplele de materiale, alunecarea relativă variind de la cuplu la cuplu. Aspectele principale rezultate din cercetare sînt prezentate mai jos.

Dimensiuni și caracteristici tehnice epruvete

Tabelul 2

	Transmisia / Condiții tehnice epruvetă	U.M.	Motor reductor planetar 40 KW	Angrenaj motor 2 PN-1258	Cutie de viteze agregat de cement CV 12-351	Cutie de viteze tractor U-640
A	D_1	mm	45	40	45	52
	$\varnothing_1$	mm	39	34	39	46
	material	—	41 MoC 11	35 MS 12	13 CN 35	18 MoCN 13
	tratament termic	—	Îmbunătățit	Îmbunătățit	Cementat	Cementat
	duritate	—	(300—310) HB	(235—265) HB	(60+2) HRC	(60+2) HRC
	starea supr. de contact	—	Rectificat	Rectificat	Rectificat	Rectificat
B	D_2	mm	30,996	36,088	30,141	30,21
	$\varnothing_2$	mm	28	32	28	28
	material	—	21 MoMC 12	41 MoC 11	13 CN 35	18 MoCN 13
	tratament termic	—	Cementat	Îmbunătățit	Cementat	Cementat
	duritate	—	(60±2) HRC	(280—310) HB	(60±2) HRC	(60±2) HRC
	starea supr. de contact	—	Rectificat	Rectificat	Rectificat	Rectificat

Temperaturile cresc normal, cu mărimea alunecării relative, excepție făcînd cupla 41 MoC 11/35 MS 12. Se poate constata o creștere sensibilă a temperaturii, pentru oțelurile de cementare. Pentru cele două tipuri de lubrifianți, temperatura variază în limite destul de mici la același cuplu de materiale. Temperaturile înregistrate sînt mai mari în cazul lubrifianților aditivați cu aditivi indigeni, diferențe mai mici remarcîndu-se la cuplul din oțeluri de îmbunătățire (41 MoC 11/35 MS 12),

Tabelul 3

Lubrifiant	Ulei de bază	Aditivi pe bază de : *	Obs.
U 652	TIN	Sulf + Fosfor + Plumb	import
U 654	TIN	Sulf + Fosfor + Plumb	indigen
C 653	TIN	Sulf + Fosfor	import
U 657	TIN	Sulf + Fosfor	indigen

Variația uzurii, coeficientului de frecare, și temperaturii cu tipul de lubrifiant utilizat (valorii medii)

Tabelul 4

Lubrifiant / Parametrul	U 652	U 653	U 654	U 657
$\eta_1 = 0{,}37627$				21 MoMC 12 / 41 MoC 11
Uzura [mg]	1,20/106,1	0,66/149,8	0,84/107,2	0,46/61,3
μ [—]	0,1199	0,1213	0,1151	0,1146
T [°C]	36,6	37,8	38,8	39,6
$\eta_1 = 0{,}18301$				41 MoC 11 / 35 MS 12
Uzura [mg]	0,66/0,88	0,36/1,04	4,95/5,35	0,95/4,18
μ [—]	0,0815	0,076	0,0791	0,079
T [°C]	47,6	48,2	47,4	49
$\eta_1 = 0{,}39344$				13 CN 35 / 13 CN 35
Uzura [mg]	1,125/4,625	0,65/1,685	2,83/5,336	0,75/0,625
μ [—]	0,0843	0,0866	0,0827	0,0877
T [°C]	71	77,6	84,8	84,4
$\eta_1 = 0{,}47376$				18 MoCN 13 / 18 MoCN 13
Uzura [mg]	1,52/1,52	0,975/0,725	2,26/0,92	1,0/0,76
μ [—]	0,0847	0,0836	0,0874	0,0879
T [°C]	103,2	102,4	104,4	104,4

* Concentrația de aditivi în ulei —4% ; vîscozitatea după aditivare : 11°E la 50°C

la care condițiile termice de funcționare se pare că sînt mai bune. Se remarcă faptul că temperaturile sînt mai mari, în cazurile uleiurilor cu aditivi pe bază de sulf și fosfor, excepție făcînd cuplul de materiale 18 Mo CN 13/18 MoCN 13.

Coeficienții de frecare au valori sensibil mai mari pentru cuplul de materiale, oțel de cementare/oțel de îmbunătățire (21 Mo MC 12/ 41 MoC 11), pentru toți lubrifianții testați.

Pentru celelalte cupluri de materiale, chiar dacă alunecările relative sînt diferite, se constată valori apropiate (0,076—0,0879) remarcîndu-se faptul că aceste cupluri sînt constituite fie din oțeluri de îmbunătățire (41 MoC 11/35 MS 12), fie din oțeluri de cementare (13 CN 35/ 13 CN 35, 18 Mo CN 13/18 MoCN 13).

Se constată o comportare mai bună, din punct de vedere al capacității de ungere, a uleiurilor cu aditivi pe bază de sulf, fosfor și plumb, indigeni (U 654), în comparație cu cei din import (U 652), cu excepția cuplului 18 Mo CN 13/18 MoCN 13, la care totuși diferențele sînt nesemnificative. Aditivul pe bază de sulf și fosfor, indigen, conferă calități superioare uleiului (U 657), numai în cazul cuplului de oțeluri 21 Mo MC 12/41 MOC 11.

În cazul celorlalte cupluri studiate, se comportă mai bine uleiul cu aditivi pe bază de sulf și fosfor din import (U 653), dar diferențele sînt foarte mici în favoarea acestuia, comparativ cu uleiul cu aditivi indigeni (U 657).

Comparînd comportarea uleiului cu aditivi pe bază de sulf, fosfor și plumb, cu cea a uleiului cu aditivi pe bază de sulf și fosfor, indiferent dacă aceștia sînt indigeni sau din import, se constată că valorile coeficienților de frecare sînt diferențiate, funcție de cuplul de materiale.

Uzurile gravimetrice înregistrate, pentru toate cuplele de materiale și pentru toți lubrifianții testați, sînt relativ mari. Explicația constă în aceea că datorită condițiilor imperfecte de ungere apărute pe parcursul încercărilor, între epruvete apar microcontacte metalice cu temperaturi locale ridicate. Aceste temperaturi favorizează descompunerea aditivilor, produsele rezultate reacționînd chimic cu metalul.

Se constată că uleiul cu aditivi pe bază de sulf și fosfor (U 653 și U 657) are o comportare mai bună la uzare, decît uleiul cu aditivi pe bază de sulf, fosfor și plumb (U 652 și U 654), atît pentru cei din import cît și pentru cei indigeni.

În cadrul aceleiași grupe de aditivi, sulf, fosfor și plumb, se constată o comportare mai bună a celor din import, (U 652). Comportarea la uzare a uleiurilor cu aditivi pe bază de sulf și fosfor, din import și indigeni, este suficient de apropiată ca să justifice o eventuală înlocuire a aditivilor importați cu cei fabricați în țară.

Concluzii

Studiul experimental efectuat a relevat disponibilitățile lubrifianților și aditivilor indigeni, precum și faptul că cercetările trebuie confirmate, ținînd seama de legătura dintre natura mediului lubrifiant (ulei de bază și aditivi) și cuplul de materiale în contact.

Rezultatele obținute au permis formularea unei concluzii importante, și anume aceea că, în condițiile normale de funcționare ale transmisiilor industriale, se obține o rezistență la uzură maximă, corelînd în mod corespunzător cuplurile de materiale cu lubrifianții adecvați.

Autorii își propun să continue cercetările pe cuplele de materiale studiate (sau altele), conducînd astfel testele, încît să se poată evidenția acțiunea unui anumit tip de aditiv, asupra acelorași perechi de oțeluri, indiferent de condițiile de funcționare și lubrifiere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Antonescu, N.N., Voicu, E., Neacșu, M.:* Cercetări pe aparate de laborator ale proprietăților antiuzură și extremă presiune ale lubrifianților destinați transmisiilor industriale. Contract cercetare nr. 60/1979, I.P.G. Ploiești.

[2] *Niemann, G.:* Maschinenelemente Springer Verlag, 1965.

[3] *Pavelescu, D., Mușat, M., Tudor, A.:* Tribologie, Editura didactică și pedagogică, București, 1977.

[4] *Lefevre, R.:* Graissage et tribotechnique Societé des éditions technique, Paris.

CZ : 665.5.002.5 : 621.822

Relații de calcul al durabilității lagărelor de alunecare ale sapelor cu trei conuri destinate forajului de mare adîncime

Prof. dr. doc. șt. Dumitru **RAȘEEV,**
șef lucr. ing. Gheorghe **ZECHERU** — Institutul de petrol și gaze (I.P.G.) — Ploiești

Metode propuse pentru stabilirea relațiilor de calcul a durabilității lagărelor de alunecare ale sapelor de foraj cu trei conuri

Experimentările, efectuate în cadrul I.P.G. Ploiești, asupra unor noi tipuri de lagăre de alunecare pentru sapele de foraj cu trei conuri au evidențiat faptul că procesul de frecare-uzare al acestora este deosebit de complex, [1], [2], [3].

Multitudinea de factori externi (încărcare, viteză relativă de alunecare, lubrifiant, etc.) și interni (materialele elementelor lagărelor, structura acestora, rugozitatea suprafețelor de frecare, temperatura, etc.) ce influențează procesul de frecare-uzare și complexitatea interacțiunii acestora, fac deosebit de dificilă problema stabilirii unor relații analitice de descriere a comportării în funcționare și de determinare a durabilității lagărelor cercetate.

În această situație, o metodă eficientă de stabilire a relațiilor de calcul al durabilității este cea bazată pe interpretarea statistică a rezultatelor obținute la experimentările efectuate asupra lagărelor cercetate. Pentru utilizarea acestei metode se pornește de la premiza că, deoarece curbele de uzură obținute la experimentări prezintă zone de rodaj restrînse, se poate considera, ca parametru sintetic de apreciere a comportării lagărelor cercetate, viteza de uzare a elementelor sale în perioada de uzură normală — V_{ui}. Pe baza rezultatelor obținute la experimentări, se pot determina funcții de regresie statistică f_i dintre v_u și parametrii principali de influență a procesului de uzare a lagărelor cercetate (încărcare pe lagăre, viteză relativă de alunecare, joc radial inițial, etc.).

În acest mod se obțin relații de determinare a parametrului $V_{u,i}$, în funcție de condițiile constructiv-funcționale ale lagărului. Cunoscînd valorle uzurilor admisibile ale elementelor lagărului $u_{a,i}$, se poate determina durabilitatea lagărului T, cu relația :

$$T = \min (u_{a,i} / V_{u,i}) i = 1... \qquad (1)$$

Dificultățile principale la aplicarea metodei descrise anterior constau în stabilirea parametrilor de influență ai vitezei de uzare v_u a formei funcțiilor de regresie f_i și a coeficienților aferenți funcțiilor de regresie A_i (datorită numărului mare de parametri de influență.

Depășirea dificultăților enumerate se poate realiza prin utilizarea metodelor analizei dimensionale, pe baza cărora se pot stabili relații criteriale de descriere a procesului de uzare a elementelor lagărului și de determinare a parametrului $v_{u,i}$. În acest mod, procesul de stabilire a formei funcțiilor de regresie, pierde din subiectivitate, scade numărul parametrilor de influență a lui $v_{u,i}$, iar calculul coeficienților aferenți funcțiilor de regresie devine mai puțin laborios.

Relații de calcul al durabilității lagărelor de alunecare ale sapelor de foraj cu trei conuri, stabilite prin metodele propuse

Metodele prezentate anterior au fost utilizate la stabilirea unor relații de calcul al durabilității pentru lagărele de alunecare avînd butonul din oțel stelitat și bucșa din oțel cu nituri din aliaj de argint, lagăre ce se preconizează a fi utilizate la sapele de foraj cu trei conuri, [2], [3]. Pentru aceasta s-au folosit rezultatele încercărilor efectuate pe standul I.P.G. asupra unor lagăre de acest tip, [2], [3]. Deoarece la experimentări s-a constatat că elementul care dictează durabilitatea lagărului este bucșa (butonii, practic, nu se uzează), rezultă următoarea relație :

$$T = u_a / v_u, \tag{2}$$

unde u_a este uzura admisibilă a bucșei, iar v_u — viteza de uzare a acesteia.

Pentru stabilirea funcțiilor de regresie f_i, s-au folosit rezultatele experimentale sintetizate în tabelul 1. Se face precizarea că valorile lui v_u, cuprinse în tabelul 1, s-au stabilit pe baza curbelor experimentale ale uzurii bucșelor lagărelor cercetate, conform metodologiei prezentate în figura 1.

Într-o primă abordare a problemei, s-au considerat, ca factori de influență ai vitezei de uzare v_u presiunea specifică pe lagăr p_m, viteza de alunecare a elementelor lagărului v și jocul radial inițial între buton și bucșa j_{ro}, iar ecuația de regresie pentru v_u are forma :

$$v_u = f_1'(p_m, v, j_{ro}) = A_0 + A_1 \cdot p_m + A_2 \cdot v + A_3 \cdot j_{ro} \tag{3}$$

Calculînd coeficienții A_i, $i = 0 \ldots 3$ prin metoda celor mai mici pătrate a rezultat :

$$v_u = (-874 + 1{,}5 \cdot p_m + 1802 \cdot v - 3{,}0 \cdot j_{ro}) \cdot 10^{-9}, \tag{4}$$

unde v_u se obține în [m/s], dacă p_K, v și j_{ro} se introduc în unitățile indicate în tabelul 1.

Pentru această funcție de regresie s-e stabilit valorile $\beta_{pm} = 0{,}622$; $\beta_v = 1{,}394$; $\beta_{j_{ro}} = 4{,}92 \cdot 10^{-4}$ ale coeficienților normali ; coeficientul corelației mutiple este $R = 0{,}723$, iar coeficientul de determinație multiplă are valoarea $dv_u = 0{,}523$. Pe această bază au rezultat următoarele interpretări :

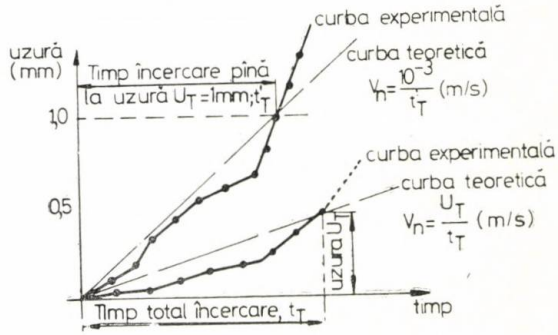


Fig. 1

a) dintre factorii considerați în funcția de regresie, influența cea mai mare asupra lui v_u, o au v și p_m (cele mai mari valori pentru β) ;

b) dispersia valorilor vitezei de uzare se datorează numai în procent de 52,3% ($dv_u = 0{,}523$) parametrilor considerați în ecuația de

Tabelul 1

Nr. lagăr	PARAMETRII DE LUCRU *) Sarcina P [daN]	Sarcina P_L [daN/mm]	Turația n [rot/min]	Vit. al V [m/sec]	$P_m \cdot V$ $\left[\frac{daN}{cm^2} \cdot \frac{m}{s}\right]$	Joc radial inițial j_{ro} [mm]	Viteza de uzare $V_u \cdot 10^9$ [m/sec]	$\frac{HB_E \cdot j_{ro}}{P_L}$	$\frac{V_u}{V} \cdot 10^9$	$\frac{V_u}{V} \cdot \frac{HB_E \cdot j_{ro}}{P_L} \cdot 10^9$
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	4411	220,6	60	0,188	69,10	0,360	0,12	0,49	0,64	0,3136
2	4411	220,6	60	0,188	69,10	0,340	0,41	0,46	2,58	1,1868
3	3367	193,4	80	0,252	81,21	0,350	0,41	0,54	1,63	0,8802
4	3867	193,4	80	0,252	81,21	0,310	0,65	0,48	2,18	1,0464
5	4574	228,7	80	0,252	96,05	0,345	5,79	0,45	22,98	10,3410
6	2890	144,5	110	0,346	83,33	0,280	1,29	0,58	3,73	2,1634
7	2890	144,5	110	0,346	83,33	0,300	2,35	0,62	6,79	4,2098
8	2890	144,5	150	0,472	113,67	0,350	9,61	0,73	20,36	14,8628
9	4411	220,6	80	0,252	92,61	0,300	7,31	0,53	29,01	11,8941
10	3867	193,4	80	0,252	81,21	0,340	1,78	0,45	7,06	3,7418
11	4411	220,6	80	0,252	92,61	0,330	5,34	0,41	21,19	9,5355

* P_L = P/B unde B = 20 mm ; $_{pm}$ = P_L /D, unde D = 60 mm ; HB_E = 300 daN/mm²

regresie, ceea ce indică faptul că nu au fost luați în considerație toți factorii de care depinde comportarea la uzare a lagărelor cercetate ;

c) coeficientul de corelație multiplă este de numai 0,723, ceea ce arată că rezultatele experimentale nu sînt suficient de bine ajustate de ecuația de regresie considerată.

În etapa a doua de abordare a problemei, s-a considerat o ecuație de regresie multiplă de forma :

$$v_u = f_2(p_m,\ v,\ p_m \cdot v,\ v^2) = A_0 + A_1 \cdot p_m + \\ + A_2 \cdot v + A_3(p_m \cdot v) + A_4(v^2) \qquad (5)$$

Calculînd coeficienții A_i, $i = 0 \ldots 4$ prin metoda celor mai mici pătrate a rezultat :

$$v_u = [-347 + 0{,}7 \cdot p_m + 257 \cdot v + 0{,}4(p_m \cdot v) + \\ + 519(v^2)] \cdot 10^{-9} \qquad (6)$$

Parametrii statistici calculați pentru regresia f_2 au valorile : coeficienții normați $\beta_{pm} = 1{,}214$; $\beta_v = 0{,}700$; $\beta_{(p_m \cdot v)} = 0{,}165$; $\beta_{(v^2)} = 0{,}928$, coeficientul corelației multiple $R = 0{,}834$, iar coeficientul de determinație multiplă $dv_m = 0{,}700$.

Pe această bază rezultă că ecuația de regresie considerată în etapa a doua ajustează satisfăcător datele experimentale ($R = 0{,}834$), iar parametrii de dependență aleși sînt factorii de influență principali ai vitezei de uzare $v_u (dv_u = 0{,}7)$.

Pentru obținerea unei relații de regresie superioare calitativ relațiilor (4) și (6), s-a trecut la aplicarea celei de-a doua metode indicate în capitolul 1.

În acest scop s-a presupus că viteza de uzare v_u se poate exprima sub forma :

$$v_u = f_3(P_L,\ v,\ HB_E\, j_{ro}) \qquad (7)$$

unde

P_L este încărcarea pe unitatea de lungime a bucșei lagărului, iar HB_E — duritatea echivalentă a bucșei, calculată cu relația :

$$HB_E = \frac{HB_0 \cdot A_0 + HB_{Ag} \cdot A_{Ag}}{A_0 + A_{Ag}}, \qquad (8)$$

unde :

HB_0 — duritatea inelului de bază din oțel al bucșei ;

HB_{Ag} — duritatea niturilor din aliaj de argint ;

A_0 și A_{Ag} — suprafața de contact a bucșei realizată din oțel și respectiv din aliaj de argint.

Pe această bază se poate considera că procesul de uzare al bucșei lagărului este descris de funcția implicită :

$$f(v_u, P_L, v, HB_E, j_{ro}) = 0 \qquad (9)$$

Aplicînd funcției f teorema π din analiza dimensională rezultă următoarea ecuație criterială :

$$f(\pi_1, \pi^2) = 0 \qquad (10)$$

unde :

$$\pi_1 = \frac{v_u}{v}; \quad \pi_2 = \frac{HB_E \cdot j_{ro}}{P_L} \qquad (11)$$

Pe această bază rezultă că viteza de uzare a bucșei v_u e dată de o funcție de forma :

$$v_u = K \cdot v \cdot \varphi(\pi_2) = K \cdot v \cdot \varphi\left(\frac{HB_E \cdot j_{ro}}{P_L}\right) \qquad (12)$$

Forma funcției φ poate fi precizată numai pe baza rezultatelor încercărilor experimentale. În acest scop relația (12) a fost transpusă în forma :

$$\pi_1 = K\varphi(\pi_2) \text{ sau}$$

$$\frac{v_u}{v} = K \cdot \varphi\left(\frac{HB_E \cdot j_{ro}}{P_L}\right) \qquad (13)$$

Reprezentînd grafic dependența experimentală dintre π_1 și π_2 (fig. 2), a rezultat că forma cea mai convenabilă pentru funcția φ este :

$$K \cdot \varphi(\pi_2) = \frac{A_0 + A_1 \cdot \pi_2 + A_2 \cdot (\pi_2)^2}{\pi_2} \qquad (14)$$

Pe această bază relația (13) devine :

$$\pi_1 \pi_2 = A_0 + A_1 \cdot \pi_2 + A_2(\pi_2)^2, \qquad (15)$$

formă care permite stabilirea coeficienților A_i, $i = 0 \ldots 2$ prin metoda celor mai mici pătrate. În urma calculelor rezultă : $A_0 = 49 \cdot 10^{-9}$ $A_1 = -175 \cdot 10^{-9}$; $A_2 = 169 \cdot 10^{-9}$ și relația (13) capătă forma concretă :

$$\frac{v_u}{v} = \frac{49 - 175\left(\frac{HB_E \cdot j_{ro}}{P_L}\right) + 169\left(\frac{HB_E \cdot j_{ro}}{P_L}\right)^2}{\left(\frac{HB_E \cdot j_{ro}}{P_L}\right)} \cdot \\ \cdot 10^{-9} \qquad (16)$$

Valorile raportului v_u/v calculate cu relația (16) sînt reprezentate în figura 2, împreună cu valorile obținute prin încercările experimentale, remarcîndu-se o bună corelare a acestora ; coeficientul de corelație al ecuației (15) este R = 0,893.

Se remarcă faptul că funcția v_u/v dată de (16) admite un minim pentru :

$$\frac{HB_E \cdot j_{ro}}{P_L} = 0{,}52 \qquad (17)$$

(18)

valoarea minimului fiind $\frac{v_u}{v} = 7{,}11 \cdot 10^{-9}$

Relaţiile (17) şi (18) pot fi utilizate pentru stabilirea parametrilor optimi de exploatare a lagărelor de tipul cercetat. Astfel, pentru asi-

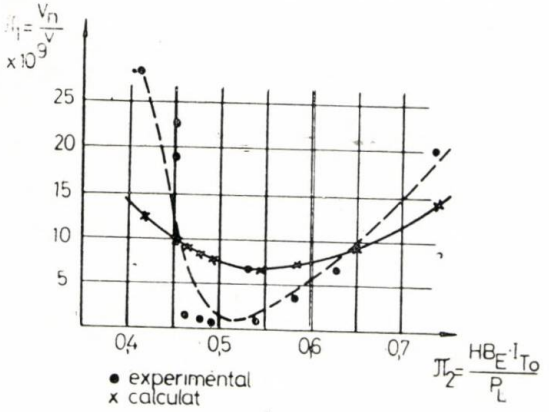


Fig. 2

gurarea unei durabilităţi $T = 200$ ore ($u_a = 1{,}00$ mm) a unui lagăr încărcat cu $P_L = 193{,}4$ daN/mm, rezultă din (17) şi (18) că este necesar ca $j_{ro} = 0{,}335$ mm, iar $v = 0{,}195$ m/s, valori bine confirmate experimental.

Concluzii

Metodele propuse în lucrare au permis stabilirea unor relaţii de calcul a durabilităţii lagărelor de alunecare pentru sapele de foraj, ce pot fi utilizate cu bune rezultate în proiectare. Continuarea cercetărilor privind aplicarea metodelor propuse poate conduce în viitor la stabilirea de noi relaţii de calcul a durabilităţii, cu eficienţă sporită.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Raşeev, D., ş.a.:* Cercetări experimentale asupra unor noi tipuri de lagăre de alunecare, contract cercetare 33, I.P.G., 1977.

[2] *Raşeev, D., ş.a.:* Cercetări asupra unor noi tipuri constructive de lagăre de alunecare pentru sapele de foraj, contract cercetare 43, I.P.G., 1978.

[3] *Raşeev, D., ş.a.:* Cercetarea comportării la uzarea unor noi tipuri de lagăre de alunecare pentru sapele cu trei conuri, comunicare la sesiunea „Tribotehnica" Galaţi, 1978.

CZ : 621.822

Aspecte ale proiectării moderne a lagărelor radiale hidrodinamice

Dr. ing. Mircea D. **PASCOVICI**, student Florin **VLADU** — Institutul Politehnic Bucureşti

Astăzi este de neconceput proiectarea lagărelor hidrodinamice fără utilizarea teoriei lubrificaţiei [1—3]. Se insistă, însă, prea puţin, asupra corectitudinii proiectării lagărelor radiale hidrodinamice, cu referire la cel puţin trei aspecte :

1. *Calculul parametrilor caracteristici în condiţii de echilibru termic.*

Calculul filmului de lubrifiant autoportant are un caracter iterativ şi anume : se estimează o temperatură a filmului, se stabileşte vîscozitatea la această temperatură a lubrifiantului propus, se calculează parametrii caracteristici (printre care şi temperatura de echilibru a filmului), se compară temperatura estimată cu cea de echilibru ; dacă diferenţa dintre aceste temperaturi este prea mare, se reestimează temperatura filmului ş.a.m.d., pînă cînd diferenţa devine acceptabilă. O altă alternativă este determinarea grafo-analitică a temperaturii de echilibru [1, 3, 4].

2. *Alegerea ajustajului standardizat optim.*

Este bine cunoscut că jocul diametral din lagărele radiale hidrodinamice este de ordinul toleranţelor de fabricaţie şi că se realizează prin prescrierea unui ajustaj cu joc. Ceea ce se uită este că optimizarea prescrierii ajustajului presupune cunoaşterea variaţiei parametrilor caracteristici în întreg intervalul cuprins între jocul minim şi maxim al ajustajului.

3. *Aegerea raportului B/D optim.*

La fel, optimizarea alegerii raportului diametral B/D presupune cunoaşterea variaţiei parametrilor caracteristici, pentru un cîmp cît mai larg de valori ale acestui raport.

În consecinţă, proiectarea corectă şi completă a unui lagăr radial hidrodinamic, în condiţiile optimizării ajustajului şi a raportului B/D, presupune un volum mare de calcule ce justifică utilizarea prelucrării automate a datelor.

La catedra de Organe de maşini din Institutul Politehnic Bucureşti a fost elaborat un program de calcul LRH-1, în limbaj FORTRAN, [4].

Utilitatea unui asemenea program poate fi dedusă şi din figura 1 unde este prezentată variaţia, cu raportul B/D şi jocul ψ, a parametrilor caracteristici ai unui lagăr hidrodinamic radial, în anumite condiţii date, cu ungere

și răcire prin circuit exterior de lubrifiant. Datele din figura 1 au fost obținute folosind programul LRH-1.

Se observă că lagărul poate funcționa în condiții foarte bune pentru valori $B/D = 0{,}3 \ldots 0{,}4$,

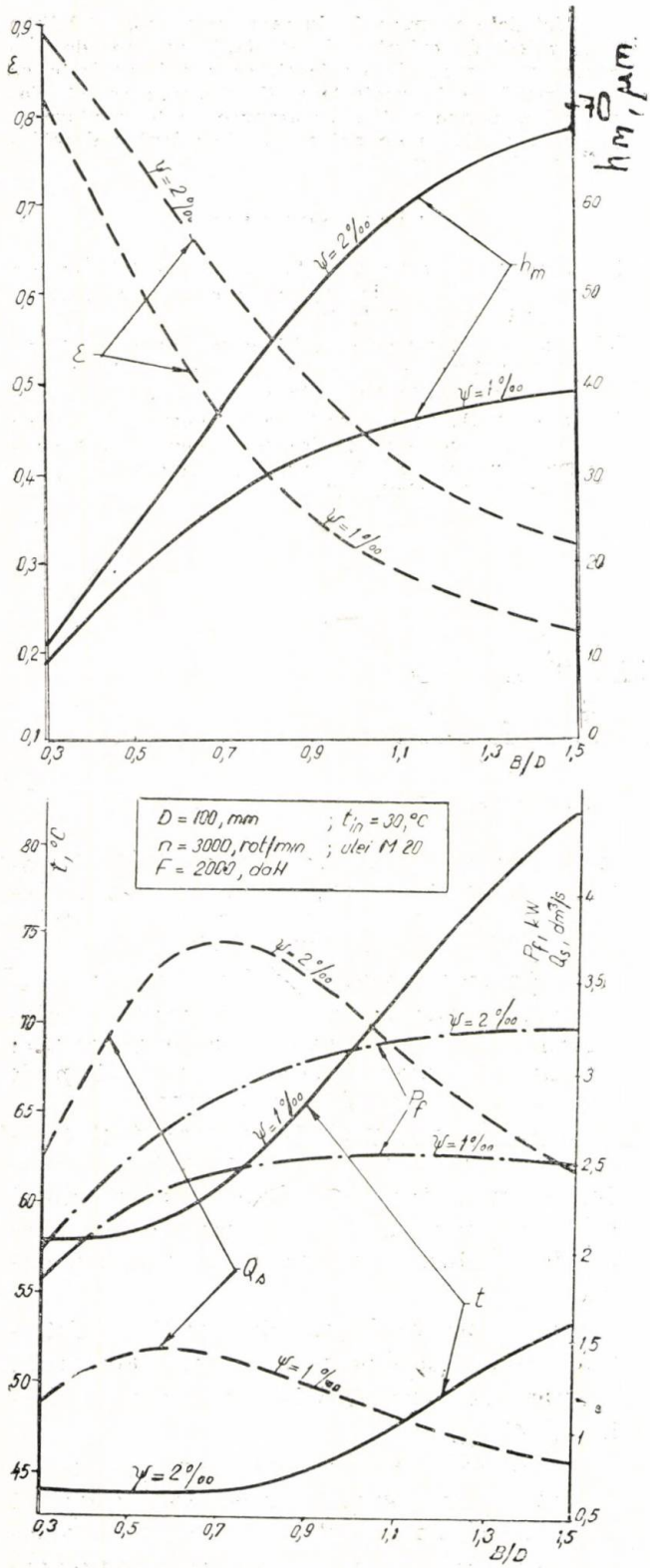


Fig. 1 Variația parametrilor caracteristici ai lagărului radial cu raportul B/D și jocul relativ ψ.

mai puțin întîlnite la lagărele de uz general. În condițiile unui calcul mecanic, este puțin probabil să fie explorat un cîmp atît de întins de valori pentru raportul B/D, datorită dificultății calculului. În acest context, se amintește că programul elaborat calculează 300 de variante (2 variante de ungere și răcire $\times$ 15 valori $B/D \times$ 10 valori ψ) în 10 minute, în timp ce calculul mecanic necesită circa 180 ore-om.

Se semnalează, de asemenea, că variația cu raportul B/D a unor parametrii este neașteptată. Astfel, variația debitului de lubrifiant Q_s prezintă un maxim și nu scade continuu la creșterea raportului B/D. Acest lucru este explicabil dacă se are în vedere că debitul de scăpări :

— crește la mărirea lățimii B ;

— crește la ridicarea temperaturii lubrifiantului ;

— scade la creșterea raportului B/D.

Însumarea acestor efecte parțiale va determina creșterea sau scăderea debitului de scăpări Q_s.

Precizia reală a calculului, dovedită experimental, depinde și de corectitudinea valorilor parametrilor dați sau aleși. O importanță deosebită o are, în acest sens, dependența vîscozitate — temperatură utilizată în calcul. În figura 2 este schițată variația vîscozității cu

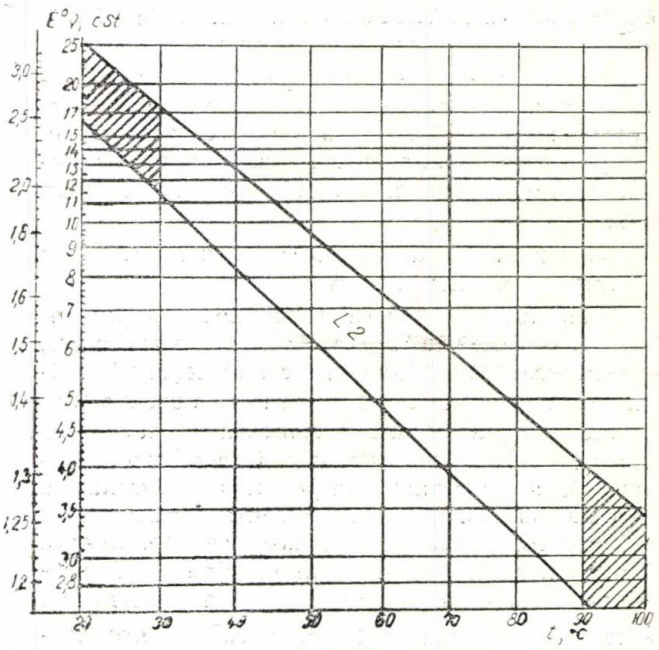


Fig. 2 Variația vîscozității cu temperatura pentru uleiul L 2.

temperatura pentru uleiul L 2, NID 3623-67 [5]. Se remarcă existența unui cîmp larg de împrăștiere a valorilor vîscozității. În graficul din

figura 3 [4] s-a reprezentat variația grosimii minime a filmului de lubrifiant h_m, cu jocul relativ ψ, pentru un lagăr cu ungere proprie și răcire prin corpul lagărului, utilizînd valo-

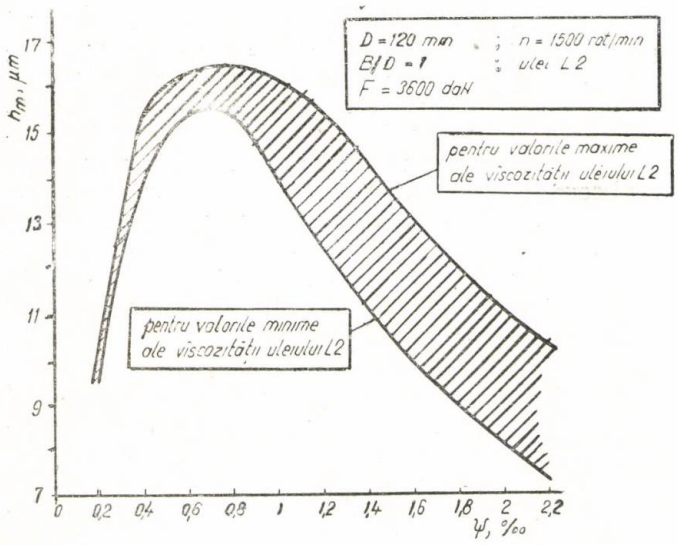


Fig. 3 Variația grosimii minime cu jocul relativ.

rile maxime și minime ale vîscozității, deduse din figura 2. Se observă apariția unor erori de pînă la 30% în determinarea grosimii minime h_m, datorită numai împrăștierii valorilor vîscozității.

Este necesar deci, pentru lagărele importante, ca, în paralel cu folosirea prelucrării automate a datelor, să se facă un efort deosebit pentru cunoașterea cît mai riguroasă a valorilor și dependențelor parametrilor utilizați.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Manea, Gh.:* Organe de mașini, Vol. 1, București, Ed. Tehnică, 1970.

[2] *Pavelescu, D., ș.a.:* Tribologie, București, Ed. Didactică și pedagogică, 1977.

[3] *Constantinescu, V.N. ș.a.:* Lagăre cu alunecare, București, Ed. Tehnică, 1980.

[4] * * *: Metodă generală pentru calculul mecanic și automat al lagărelor radiale cu alunecare hidrodinamice, Institutul Politehnic București — ICTCM, București, 1979.

[5] * * *: Catalogul produselor petroliere, București, M.I.Ch., PECO, 1971.

CZ : 621.822 : 621.892

Proiectarea lagărelor radiale portante echipate cu cuzineți sinterizați autolubrifianți, impregnați cu ulei

Șef lucrări dr. ing. Sergiu **IVANCENCO** — Institutul Politehnic București

După cum este cunoscut, avantajele constructiv-tehnologice considerabile ale cuzineților sinterizați autolubrifianți, impregnați cu ulei, nu pot fi încă utilizate pe larg în construcția lagărelor de alunecare datorită capacității lor de încărcare reduse, care, exprimată prin produsul încărcare medie specifică $p_m =$ viteză de alunecare v, este de maxim 6—8 daN. m/cm² s, în condițiile unei durabilități de 3000—5000 de ore de funcționare [3], [9], [10]. Ca urmare, este necesară cunoașterea și utilizarea adecvată a tuturor fenomenelor ce se desfășoară în aceste lagăre, obiective a căror realizare este urmărită de numeroase lucrări științifice, printre care și teza de doctorat a autorului.

Astfel, principalele fenomene ce se desfășoară în timpul funcționării acestui tip de lagăr radial, conform figurii 1, sînt următoarele :

1. fenomene de autolubrifiere constînd în dilatarea termică a uleiului impregnat în porii cuzineților, în timpul funcționării lagărelor și ieșirea sa numai în interstițiul fus-cuzinet ca urmare a montării presate a cuzineților în

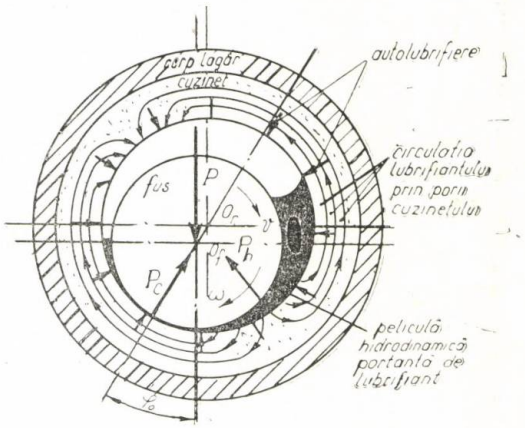


Fig. 1

corpul lagărelor. Pentru calculul practic al acestor fenomene, a căror amplificare se poate

obține prin creșterea porozității cuzineților, se pot utiliza relații simple de dilatare termică, corectate cu coeficienți care să țină seama de existența porilor închiși ai materialelor metaloceramice și de imobilizarea prin adsorbție pe pereții porilor a unei părți din uleiul impregnat [3], [7].

2. fenomene hidrodinamice constînd în apariția unui cîmp de presiuni în interstițiul fus-cuzinet care generează atît o forță portantă cît și o circulație a uleiului prin porii cuzineților. Deși cantitatea redusă de ulei din lagărele de acest tip nu poate crea și, mai ales, menține regimul de frecare hidrodinamic, totuși printr-o proiectare corectă utilizînd teoria hidrodinamică de ungere [1], [2], [3], [5], [7], putem realiza în aceste lagăre un regim de frecare mixt, caracterizat de existența, alături de componența de contact a portanței P_c, a unei cît mai importante componente hidrodinamice P_h. De asemenea, printr-o intensificare a circulației uleiului prin porii cuzineților este posibilă reducerea temperaturii de funcționare a lagărului [3] ;

3. fenomene de frecare în regim limită, în punctul de contact fus-cuzinet, dependente de cuplul de material utilizat. Avînd în vedere marele număr de rețete de materiale metaloceramice de antifricțiune recomandate în literatură, considerăm că, în general, creșterea capacității de încărcare prin îmbunătățirea acestor materiale este o cale în linii mari epuizată [9] ;

4. fenomene termice de transfer al căldurii, create prin frecare (atît prin conductibilitate și convecție), cît și prin intermediul circulației uleiului (anterior menționate), circulație neglijată pînă în prezent de literatura de specialitate ;

5. fenomene de uzare constînd atît în uzarea suprafețelor de frecare a cuzineților și în pierderea și degradarea termică a uleiului impregnat, cît și în îmbîcsirea porozității cu particule de uzură și ulei ars.

Influențarea adecvată a tuturor fenomenelor descrise prin alegerea unor valori optime ale parametrilor constructivi ai lagărelor de acest tip în stadiul proiectării lor, permite creșterea capacității de încărcare cu 10—20% în varianța constructivă clasică redată în figura 2, sau cu 20—30% în cazul echipării cu rezervoare circulare suplimentare de ulei, închise în raport cu mediul ambiant, conform figurii 3 [3].

Evident, performanțele superioare ale cuzineților sinterizați autolubrifianți, impregnați cu ulei, echipați cu rezervoare circulare se datoresc atît creșterii rezervei de ulei din lagăr și intensificării circulației acestuia, cît și posibilității de completare periodică a uleiului pierdut și de desfundare a porozității, prin introducerea sa sub presiune în rezervor.

Proiectarea lagărelor radiale autolubrifiante, echipate cu cuzineți sinterizați, impregnați cu ulei va ține seama de următoarele indicații constructive :

1) materialele metaloceramice de bază folosite în construcția cuzineților vor fi bronzul sau fierul, cu ingredientele metalice sau nemetalice necesare îmbunătățirii calităților lor de antifricțiune, conform marelui număr de rețete recomandate de literatura de specialitate și cunoscute de firmele producătoare. Deși bronzul sinterizat este superior din punct de vedere tribologic, se va avea în vedere prețul mult mai scăzut al fierului sinterizat și posibilitățile sale largi de ameliorare a însușirilor antifricțiune pe calea alierii și tratamentelor termice sau termochimice ;

2) parametrii procesului tehnologic de obținere a cuzineților sinterizați vor trebui astfel aleși, încît, în condițiile unei rezistențe mecanice ridicate, să permită obținerea unei porozități relative de volum A, cuprinsă între 20 și 25%, folosind pulberi metalice a căror particule au dimensiuni medii mai mari de 0,1 mm. Evident, valorile maxime ale acestor parametri sînt preferabile. Semifabricatele astfel rezultate, vor fi mai lungi cu circa 20% decît cuzineții în stare finită, pentru a permite retezarea capetelor lor prin așchiere. Se obțin, pe această cale, atît impermeabilizarea suprafețelor frontale ale cuzineților, cît și creșterea cu circa 5% a porozității lor relative de volum, avînd în vedere compactitatea mare a capetelor respective. Operația de calibrare, căreia îi vor fi supuși cuzineții în vederea încadrării stricte a diametrului interior în toleranțele prescrise, se va face în condițiile lubrifierii dornului utilizat cu un lubrifiant solid, ca de exemplu M_0S_2. Se realizează, în acest mod, atît ușurarea operației de calibrare, cît (mai ales) impregnarea parțială a porozității de suprafață cu lubrifiant solid, rezultînd o îmbunătățire considerabilă a însușirilor lor antifricțiune. Este interzisă orice prelucrare prin așchiere a suprafețelor de frecare ale cuzineților, deoarece ar avea ca rezultat închiderea porozității de suprafață ;

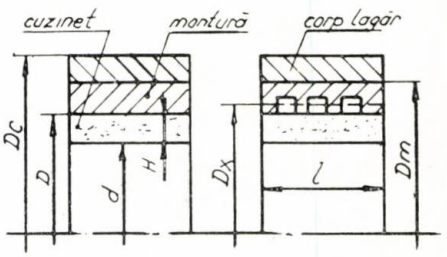


Fig. 2 Fig. 3

3) montura cuzinetului va fi astfel prelucrată, încît să asigure o strîngere a acestuia în limitele relative de 0,5—1% [6], pentru a compactiza suprafeţele lor exterioare. În cazul utilizării rezervoarelor circulare de ulei, acestea vor fi în număr cît mai mare avînd dimensiuni minime în direcţie axială conform figurii 3. Menţionăm faptul că cercetările efectuate asupra cuzineţilor sinterizaţi, echipaţi cu un singur rezervor circular de lăţime mare, au demonstrat o capacitate redusă de încărcare a acestora, deoarece strîngerea (în acest caz) a cuzineţilor numai la capete de către montură provoacă strangularea lor în zonele respective [3]. Volumul total al rezervoarelor circulare va fi de unu pînă la de trei ori mai mare de-

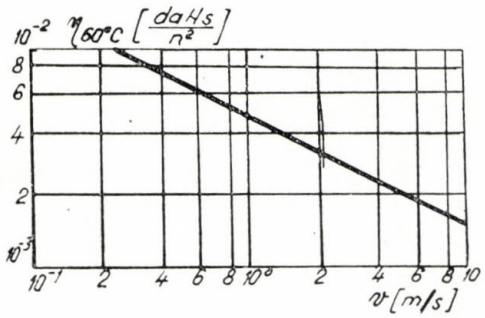


Fig. 4

cît volumul porilor cuzinetului. Se va prevedea comunicaţia dintre rezervoare şi un orificiu închis ermetic prin intermediul căruia să se poată completa periodic rezerva de ulei ;

4) pentru impregnarea cuzineţilor, se va utiliza un ulei purificat avînd o rezistenţă termică cît mai ridicată şi o vîscozitate conform figurii 4 ;

5) suprafaţa exterioară a corpului lagărului proiectat nu va depăşi valoarea de $200 \cdot d.l.$ deoarece, în caz contrar, posibilităţile de evacuare a căldurii de către această suprafaţă în mediul înconjurător depăşesc capacitatea de transfer termic prin conductibilitatea şi circulaţia de ulei a cuzinetului [3] ;

6) rugozitatea R_a a fusului va fi inferioară valorii de 1 μm, pentru a se evita uzarea abrazivă a cuzinetului.

Proiectarea lagărelor radiale autolubrifiante echipate cu cuzineţi sinterizaţi impregnaţi cu ulei va necesita efectuarea următoarelor calcule :

dimensionarea lagărului pentru o valoare a produsului $(P_m \cdot v)$ de 8—10 daN·m/cm²·s, în cazul absenţei rezervoarelor circulare de ulei, sau de 10—12 daN·m/cm²·s în cazul echipării lagărului cu astfel de rezervoare [3]. În cadrul acestor limite, valorile inferioare corespund cuzineţilor din fier sinterizat, iar valorile superioare cuzineţilor din bronz sinterizat. Subliniem faptul că toate aceste valori sînt corect recomandate numai în cazul respectării tuturor indicaţiilor constructive anterioare şi indicaţiilor de calcul ce vor urma. Raportul l/d recomandat la construcţia acestor cuzineţi este cuprins între 0,6 şi 1,0. De asemenea, raportul H/d recomandat oscilează în jurul valorii de 1/6 ;

alegerea jocului relativ fus-cuzinet ψ optim [4], [8] :

a) pe baza condiţiei ca proiecţia pe linia centrelor fus-cuzinet a componentei hidrodinamice a portanţei P_{h1} să fie maximă, pentru a descărca cît mai mult punctul de contact direct fus-cuzinet. Aceasta se realizează prin încercări, dînd parametrului ψ valori între 0,8 şi 2,8‰ cu pas de 0,2‰. Cu fiecare din aceste valori se calculează parametrul adimensional din abscisa diagramei din figura 5, după ce în prealabil s-a apreciat permeabilitatea Darcy a cuzinetului k, permeabilitate a cărei valoare stabilizată în condiţii de vibraţii este dată de relaţia [3] :

$$k\,[\mathrm{cm}^2] = (15 \ldots 25) \cdot 10^{-12} \cdot A\,[\%] \qquad (1)$$

Valoarea din paranteza relaţiei (1) se va alege spre limită inferioară în cazul fierului sinterizat şi spre limita inferioară în cazul bronzului sinterizat. De asemenea, această valoare este mai scăzută între limitele sale, în cazul introducerii în compoziţia materialului metaloceramic a unor ingrediente nemetalice. Recomandăm să se utilizeze o valoare k reprezentînd circa 70% din valoarea rezultată din relaţia (1), în cazul absenţei rezervoarelor circulare, sau circa 90%, în cazul existenţei rezervoarelor circulare, pentru a se lua în consideraţie îmbîcsirea în timp a porozităţii cuzineţilor cu particule de uzură şi ulei degradat termic [3]. Utilizînd valorile adimensionale calculate, se determină, cu ajutorul diagramei din figura 5 [3], în fiecare caz, proiecţia componentei hidrodinamice a portanţei pe linia centrelor fus-cuzinet, trasîndu-se diagrama $P_{h1} = P_{h1}(\psi)$ şi determinîndu-se maximele acesteia ;

b) pe baza condiţiei ca debitul de ulei q_y, ce circulă prin porii cuzinetului sau prin rezervorul circular,

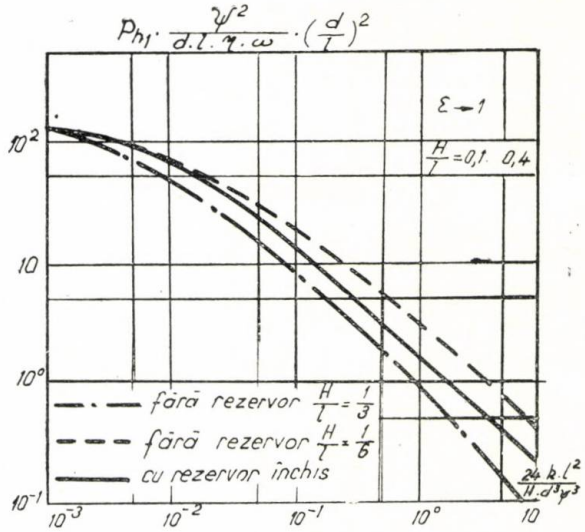


Fig. 5

sub acţiunea presiunii hidrodinamice din interstiţiul fus-cuzinet să fie maxim. În acest scop se procedează la fel, ca şi în cazul precedent, utilizînd figura 6 [3],

ceea ce ne permite obținerea diagramei $q_y = q_y(\psi)$. Alegerea valorii ψ optime va urmări obținerea unor valori maxime atît pentru P_{h1}, dar mai ales pentru q_y,

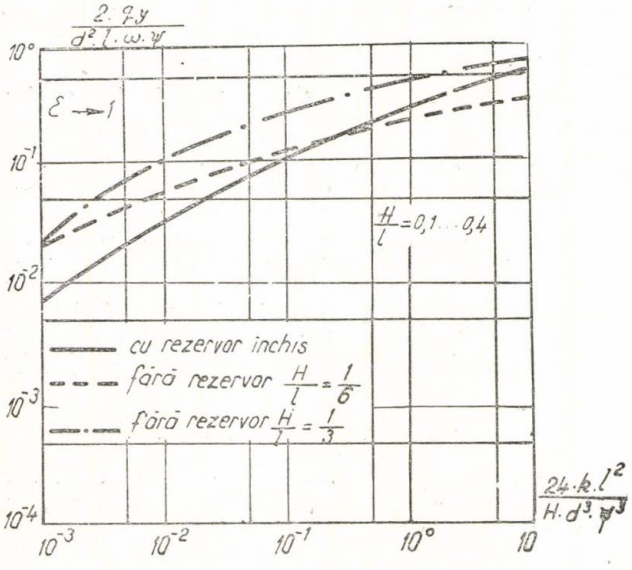


Fig. 6

avînd în vedere că ieșirea din uz a lagărelor de acest tip este produsă, în special, de cauze de natură termică;

calculul temperaturii medii de funcționare a lagărului proiectat pe baza bilanțului termic.

a) În cazul lagărului echipat cu rezervoare circulare de ulei, debitul q_y circulă prin porii cuzinetului preponderent radial, iar prin rezervoare, preponderent circumferențial, cedînd căldură direct monturii cuzinetului, astfel că transmiterea succesivă a căldurii între interstițiul fus-cuzinet și mediul înconjurător este redată de relația, [3]:

$$\mu \cdot P \cdot v = \left[\frac{2 \cdot \lambda}{D \cdot \ln \frac{D}{d}} + \frac{q_y \cdot \gamma_u \cdot c_u}{\pi \cdot D \cdot l} \right] \cdot S_{cuz} \cdot (t_m - t_e) =$$

$$= \frac{2 \cdot \pi \cdot l_x \cdot \lambda_m}{\ln \frac{D_m}{D_x}} \cdot (t_e - t_{em}) = \qquad (2)$$

$$= \frac{\frac{1}{D_c}}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_c} \cdot \ln \frac{D_c}{D_m} + \frac{1}{\alpha \cdot D_c}} \cdot S(t_{em} - t_0),$$

unde γ_u este greutatea specifică a uleiului, c_u căldura specifică a uleiului, S_{cuz} suprafața exterioară a cuzinetului, t_e temperatura suprafeței exterioare a cuzinetului, λ_m conductibilitatea termică a monturii, t_{em} temperatura suprafeței exterioare a monturii, D_x diametrul mediu al rezervoarelor, l_x perimetrul rezervoarelor în direcția axială limitat de suprafața interioară a monturii, λ_c conductibilitatea termică a corpului lagărului, α coeficientul de convecție termică la suprafața exterioară a lagărului, t_0 temperatura mediului ambiant și S suprafața exterioară a lagărului;

b) în cazul lagărului fără rezervoare circulare de ulei, debitul q_y curge prin porii cuzinetului în direcție circumferențială, astfel că nu asigură cu întreaga sa valoare transportul căldurii create prin frecare pînă la suprafața monturii, relația de bilanț termic utilizată fiind [3]:

(3)

$$\mu \cdot P \cdot v = \frac{\frac{1}{D_c}}{\frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{q_y \cdot \gamma_u \cdot c_u} \cdot \frac{1}{\pi \cdot l} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_m}} \cdot$$

$$\cdot \frac{\frac{1}{D_c}}{\ln \frac{D_m}{D} + \frac{1}{1 \cdot \lambda_c} \cdot \ln \frac{D_c}{D_m} + \frac{1}{\alpha \cdot D_c}} \cdot S \cdot (t_m - t_0)$$

Evident, în cazul relațiilor (2) și (3), s-a neglijat posibilitatea fusului de a prelua căldura avînd în vedere că acesta este, în general, încălzit și de alte organe de mașini montate pe arbore. Valoarea coeficientului de frecare μ din lagăr se apreciază funcție de calitățile antifricțiune ale materialului metaloceramic folosit în construcția cuzinetului. Astfel, pentru bronz sinterizat el variază între 0,04 și 0,06, iar pentru fier sinterizat între 0,05 și 0,08. [3], [7], [9], [10]. De asemenea, pentru porozități cuprinse în limitele recomandate, conductibilitatea termică a cuzinetului sinterizat λ reprezintă circa jumătate din conductibilitatea termică a materialului metalic de bază [3], [9]. Temperatura medie de funcționare a suprafețelor de frecare ale lagărului proiectat, t_m, calculată pe baza relațiilor (2) sau (3), nu va depăși 60°C dacă la impregnarea cuzineților se utilizează un ulei mineral uzual. În cazul impregnării cuzineților cu uleiuri minerale avînd o rezistență termică ridicată, se va putea admite o temperatură superioară, dar nu mai mare de 80°C [8];

verificarea umplerii complete a interstițiului fus-cuzinet cu ulei prin autolubrifiere utilizînd valoarea ψ anterior aleasă și următoarea relație de calcul a volumului de ulei ce iese pe suprafața de frecare a cuzinetului prin dilatare termică [3], [9]:

$$\Delta V_u = K_1 \cdot K_2 \cdot A \cdot V_c \cdot (\beta_u - \beta_c) \cdot (t_m - t_0) + \\ + V_r \cdot (\beta_u - \beta_l) \cdot (t_e - t_0) \qquad (4)$$

unde:

β_u este coeficientul de dilatare termică în volum a uleiului;

β_c coeficientul de dilatare termică în volum a materialului de bază a cuzinetului;

β_l coeficientul de dilatare termică în volum a corpului lagărului;

V_c volumul cuzinetului;

V_r volumul rezervoarelor circulare;

K_1 coeficientul porilor închiși, neumpluți cu ulei avînd o valoare cuprinsă între 0,8 și 0,9;

K_2 coeficientul stratului limită format de lubrifiant prin adsorbție pe suprafața porilor cuzinetului și care înglobează o cantitate de ulei ce nu participă la autolubrifiere, coeficient a cărui valoare este cuprinsă între 0,7 și 0,9.

Evident, coeficienții K_1 și K_2 au valori cu atît mai mari cu cît dimensiunile porilor, respectiv ale particulelor de pulbere folosite la fabricarea cuzinetului, sînt mai mari și cu cît porozitatea relativă de volum A este mai mare;

estimarea durabilității lagărului proiectat, știut fiind că principala cauză ce provoacă ieșirea din uz a lagărelor de acest tip este închiderea porozității cuzinetului ca urmare, în special, a degradării termice a uleiului impregnat [3]. Deci, în principal, durabilitatea se va determina cu ajutorul figurii 7, [10].

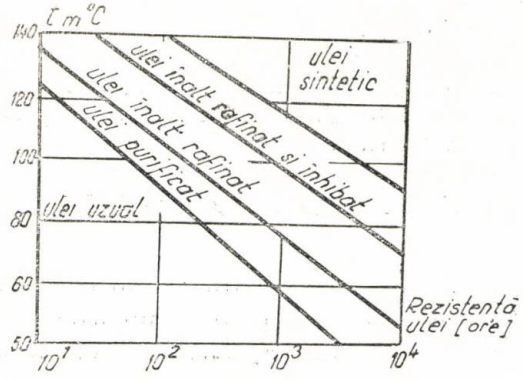


Fig. 7

De asemenea, la stabilirea durabilității, se va avea în vedere și faptul că lagărele de acest tip ies din uz, cînd coeficientul de filtrație Darcy al cuzinetului atinge, ca urmare a îmbîcsirii porilor, circa 20% din valoarea inițial determinată cu relația (1). Ritmul de reducere a acestui coeficient este de circa $2 \cdot 10^{-10}$ cm², la fiecare 1000 de ore de funcționare, indiferent de existența (sau nu) a rezervoarelor circulare de ulei, după ce în perioada de rodaj s-a redus brusc cu 30%, în cazul absenței rezervoarelor circulare, sau cu 10%, în cazul existenței acestora [3].

O a doua cauză a ieșirii din uz a lagărelor de acest tip fiind pierderea de ulei impregnat care nu trebuie să depășească 20%, vom putea stabili durabilitatea lagărului proiectat, din acest punct de vedere, știind că, în cazul absenței rezervoarelor ritmul de pierdere este de 3%, iar în cazul existenței rezervoarelor, de 1,5% la 1000 ore de funcționare, după ce în perioada de rodaj s-a pierdut 5—10% în primul și 10—15% în cel de al doilea caz [3].

Toate performanțele estimate pe baza calculelor de proiectare prezentate, se vor realiza practic numai în cazul efectuării unui rodaj corect, care să evite creșteri necontrolate ale temperaturii de funcționare [3], [8].

Astfel, rodajul lagărelor de acest tip va dura circa 20 ore și se va efectua, de preferință, la sarcina nominală, dar la o viteză de alunecare reprezentînd circa 50% din valoarea nominală. Se va realiza, în acest fel, rodajul la temperatură scăzută al întregii suprafețe de contact a cuzinetului cu fusul, determinată de deformația cuzinetului sub sarcina maximă de regim.

Dacă reducerea vitezei de alunecare nu este posibilă, se admite începerea rodajului cu 50% din sarcina nominală, urmînd ca pînă la sfîrșitul său, prin creștere treptată să se atingă valoarea de 100%.

În cazul că nici una din aceste soluții nu este posibilă, se va recurge la răcirea lagărului în timpul rodajului, prin alimentarea în abundență cu ulei, sau la oprirea (în vederea răcirii) la intervale de circa 15 minute, astfel încît să nu atingă echilibrul termic, caracterizat în această perioadă de o valoare ridicată a temperaturii de funcționare.

În încheiere, remarcăm faptul că principala cale de creștere a capacității de încărcare și durabilității lagărelor radiale, autolubrifiante, echipate cu cuzineți sinterizați impregnați cu ulei, este echiparea lor cu rezervoare circulare de ulei.

Astfel, dacă ne referim numai la durabilitate, aceasta va putea fi mărită de cîteva ori, dacă, după trecerea a circa 60% din valoarea sa estimată prin calcul, se efectuează o realimentare cu ulei sub presiune ridicată (10—15 daN/cm²) a rezervoarelor, timp de circa 1 minut.

Remarcăm, de asemenea, că, deși — conform celor prezentate, utilizarea uleiurilor sintetice la impregnarea cuzineților de acest tip pare să fie o cale de creștere a capacității lor de încărcare, lipsa datelor cu privire la comportarea tribologică a materialelor metaloceramice în prezența acestor uleiuri nu permite încă concluzii sigure.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ivancenko, S.*: Calculul hidrodinamic al lagărului de alunecare echipat cu cuzinet poros și rezervor circular închis. In: „Studii și cercetări de mecanică aplicată", Ed. Acad. R.S.R., 1978, Tom. 37, Nr. 3, pg. 385—392.

[2] *Ivancenco, S.* Aspecte ale circulației uleiului în lagărele radiale de alunecare echipate cu cuzineți poroși autolubrifianți. In: „Studii și cercetări de mecanică aplicată", Ed. Acad. R.S.R. Tom. 37, Nr. 6, 1978, pg. 909—915.

[3] *Ivancenco, S.*: Contribuții asupra îmbunătățirii capacității de încărcare a cuzineților metaloceramici poroși impregnați cu ulei, funcționînd în regim autolubrifiant. Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1980.

[4] *Ivancenco, S.:* Criterii de optimizare a jocului din lagărele radiale autolubrifiante echipate cu cuzineți sinterizați impregnați cu ulei, Conf. „Tribotehnica", Hunedoara, 1980.

[5] *Janicek, L. ș.a.* Ungerea hidrodinamică a lagărelor poroase autolubrifiante D.S. — I.N.I.D.S.T. — Frecare, Uzare, Ungere, Lubrifianți, 1971, Nr. 7, pg. 473—498, după „Strojirenstvi", 1971, vol. 21, Nr. 3, pg. 146—157.

[6] *Jonson, E.T.:* Design of powder-metal bearings, Mach Design, 1963, vol. 35, Nr. 14, Bearings Book Issue, pg. 53—58.

[7] *Morgan, V.T., Cameron, A.:* Mechanism of lubrication in porous metal bearings, Conf. of. lubric. and wear, Inst. of. Mech. Engng. London, 1957, Paper 89, pg. 151—157.

[8] *Morgan, V.T.:* The application of porous metal bearings, Ind. Lubric. and Tribol., 1972, vol. 24, Nr. 3, pg. 129—138.

[9] *Moskov, A.D.:* Poristîe antifricționîe materialî, Izd. Mașinostroienie, Moskva, 1968.

[10] *Pavelescu, D., Dimitrov, B.:* Quelques aspects de la tribologie de certains materiaux synteerises pour paliers, in „Studii și cercetări de mecanică aplicată", 1973, vol. 18, Nr. 1, pg. 247—259.

CZ : 621.822 : 621-752

Determinări experimentale asupra vibrațiilor autoîntreținute din lagărele și ghidajele gazostatice

Prof. dr. doc. ing. Traian **DEMIAN**, șef lucr. dr. ing. Adrian **PASCU** — Institutul Politehnic București
Ing. Nadejdea **GUSAR** — Institutul național de motoare termice

Introducere

Vibrațiile autoîntreținute ce pot apărea în lagărele și ghidajele gazostatice creează dificultăți multor aplicații practice ale acestor lagăre, în special dacă se folosesc buzunare de alimentare în scopul măririi portanței. Datorită efectului de acumulare al buzunarului și al compresibilității gazelor, în lagăr apare un defazaj între debitul de gaz ce pătrunde prin sistemul de alimentare M_{or} și cel ce străbate interstițiul lagărului M_{in}. Pentru definirea valorilor M_{or} și M_{in} vezi [1]. Figura 1 permite explicarea mecanismului de apariție a vibrațiilor autoîntreținute de joasă frecvență, fenomen cunoscut și sub denumirea de „ciocan pneumatic", într-un lagăr axial plan cu un orificiu de alimentare [2].

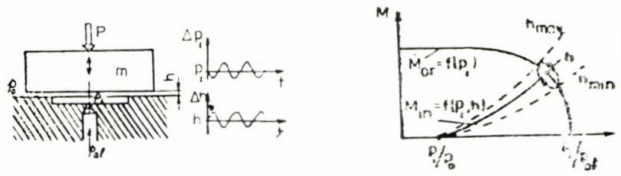


Fig. 1

1 — traductor capacitiv de presiune ; 2 — traductor capacitiv de deplasare ; 3 — masa ; 4 inel 0 ; 5 — duză ; 6 — piston ; 7 — corp ; 8 — greutăți de încărcare ; 9 — știft.

În literatură sînt prezentate informații reduse privind comportarea dinamică a lagărelor și ghidajelor gazostatice. Lucrarea de față urmărește determinarea pe cale experimentală a influenței volumului buzunarului de alimentare și al încărcării asupra caracteristicilor dinamice ale unui lagăr axial gazostatic plan cu suprafață patrată.

Descrierea standului și a metodei de măsurare

În figura 2 este ilustrat lagărul gazostatic plan pe care s-au făcut determinările experimentale. Restrictul lagărului îl constituie o

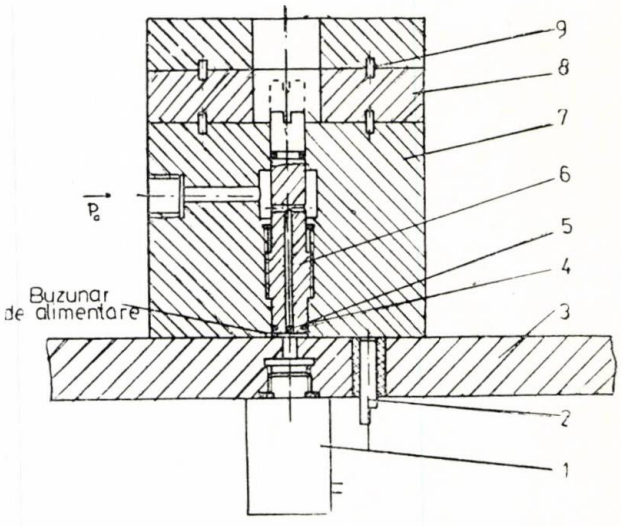


Fig. 2

duză din safir cu diametrul de 0,1 mm. Volumul buzunarului de alimentare poate fi modificat prin deplasarea axială a pistonului filetat 6, în care se află fixată duza.

Grosimea interstiţiului precum şi presiunea din lagăr sînt măsurate cu ajutorul unor traductori capacitivi, conectaţi la un convertor de reactanţă DISA. Ieşirea din convertor (o variaţie de tensiune) este vizualizată pe osciloscop. Prin folosirea unui osciloscop cu două spoturi, pot fi urmărite, simultan, variaţia de presiune şi grosimea interstiţiului dintre suprafeţele lagărului.

Încărcarea lagărului este realizată prin greutăţi calibrate —8, centrate cu ajutorul ştifturilor 9 pentru a minimaliza eventualul moment de răsturnare ce apare la o încărcare excentrică. Frecvenţa oscilaţiilor autoîntreţinute ale lagărului a fost determinată direct, prin numărarea impulsurilor date de variaţia de presiune din lagăr, cu ajutorul unui numărător electronic universal.

Rezultate experimentale

Montajul descris mai sus permite un studiu complet al comportării dinamice a lagărelor gazostatice şi urmărirea influenţei diferiţilor factori asupra stabilităţii în funcţionare a lagărului. În figura 3 este ilustrat un exemplu

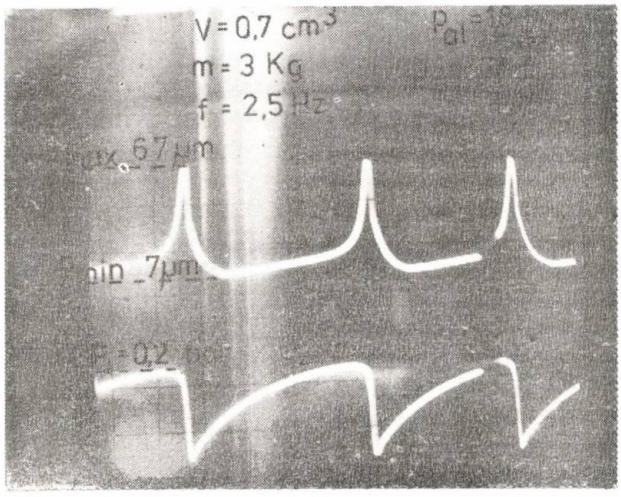


Fig. 3 Variaţia grosimii interstiţiului şi a presiunii din buzunarul de alimentare în cazul vibraţiilor autoîntreţinute din lagăr.

concret de oscilaţii autoîntreţinute înregistrate pe ecranul osciloscopului. Din această imagine apare clar defazajul dintre creşterea presiunii şi micşorarea interstiţiului, prezentat teoretic în figura 1.

Rezultatele experimentale privind influenţa volumului buzunarului, a încărcării şi a presiunii de alimentare asupra frecvenţei vibraţiilor autoîntreţinute sînt sintetizate în figurile 4 şi 5.

Se observă că, pentru o încărcare şi un volum de buzunar — constante, frecvenţa vibraţiilor creşte cu presiunea de alimentare. Aceasta se datoreşte faptului că, odată cu mărirea acestei presiuni, creşte şi valoarea grosimii interstiţiului h, micşorîndu-se astfel timpul de golire al buzunarului, respectiv durata ciclului. Similar, la o presiune de alimentare şi o

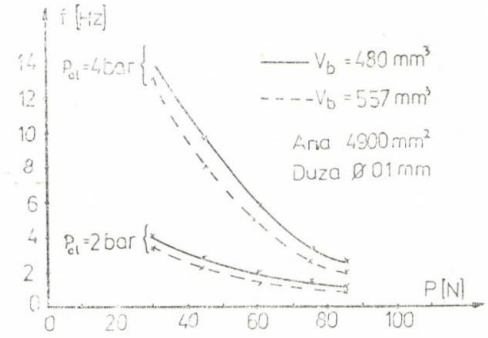


Fig. 4

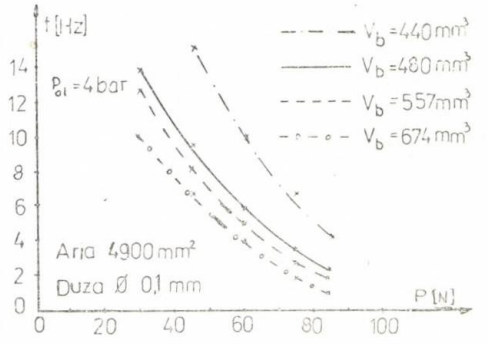


Fig. 5

încărcare — constante, micşorarea volumului camerei duce la mărirea frecvenţei vibraţiilor (fig. 5).

De o deosebită importanţă pentru proiectarea şi exploatarea lagărului este stabilirea pragului de apariţie a instabilităţii în lagăr,

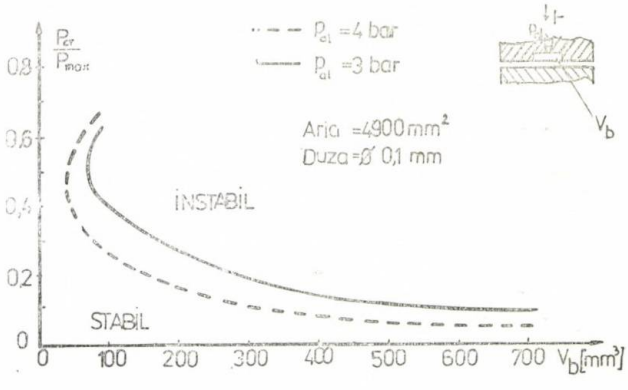


Fig. 6

funcţie de încărcarea şi volumul buzunarului lagărului. O astfel de diagramă, obţinută experimental, este ilustrată în figura 6.

Se observă că, pînă la o valoare a volumului buzunarului de alimentare, mai mică decît un volum limită, lagărul are o comportare stabilă, pentru ca, apoi, să apară zone de instabilitate. Mărimea volumului limită este dependentă de încărcarea lagărului. Astfel de diagrame trebuie ridicate pentru fiecare configurație de lagăr în parte.

Concluzii

Rezultatele experimentale obținute pe standul prezentat confirmă faptul că micșorarea volumului buzunarului de alimentare, micșorarea presiunii de alimentare și a încărcării sînt factori care influențează favorabil stabilitatea lagărului. Dintre acești factori, ultimii sînt în contradicție cu o exploatare integrală a posibilităților de portanță ale lagărului, astfel încît, pentru proiectare, o atenție deosebită trebuie acordată dimensionării corecte a buzunarului de alimentare (dacă este posibil, se renunță la el). Rezultatele experimentale concrete, obținute pe standul prezentat, privind corelația dintre volumul limită al buzunarului de alimentare și încărcare, pot fi extinse și asupra altor configurații de lagăr care au aceeași arie efectivă.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Demian, T., Pascu, A.:* Lagăre și ghidaje pentru aparate. Editura Academiei, 1980 (în curs de apariție).

[2] *Loch, E.:* Pneumatisch erregte Schwingungen in statische Gaslagern. Konstruktion nr. 8, 1963.

CZ : 669.014.018.2

Încercări experimentale ale rulmenților radiali-oscilanți cu role butoi funcționînd în domeniul contactului punctual modificat

Prof. dr. ing. Mihai **GAFIȚANU**, șef lucr. Constantin **RACOCEA** — Institutul Politehnic Bucuresti
Ing. Diomid **NĂSTASE** — Intreprinderea de rulmenți Bîrlad

Introducere

În lucrările anterioare [1] și [2] au fost prezentate principiile metodei secționării rolă-cale de rulare în zona de contact punctual și punctual modificat. Conform acestei metode, o rolă, a cărei generatoare este formată din arce de cerc finite sau infinite, poate fi secționată în segmente de rolă la care raza generatoarei să rămînă constantă. Aceste segmente de rolă pot fi considerate ca aparținînd unor rulmenți elementari care compun întregul rulment.

În lucrarea [4] au fost puse bazele teoretice de calcul al capacității dinamice de bază a unui rulment cu role butoi, considerînd că acesta ar constitui un ansamblu de rulmenți elementari obținuți prin metoda acționării, iar în lucrarea [3] este prezentat modul de determinare a capacității dinamice de bază, în cazul în care rostogolirea rolei are loc în lungul axei mari a elipsei de contact, fenomen ce poate apărea la tratarea contactului prin metoda secționării.

Prezenta lucrare își propune să verifice concordanța dintre rezultatele încercărilor experimentale și ale celor de calcul, obținute pe baza secționării contactului rolă-cale de rulare în zone.

Considerații teoretice

Studiile și încercările experimentale au fost efectuate pe rulmenți radiali-oscilanți, cu role butoi simetrice pe două rînduri construcție tip C. La acești rulmenți, generatoarea rolei este formată dintr-un arc de cerc de rază relativ mare, racordat la capete cu două arce de cerc de rază mică.

Cele două loturi de rulmenți încercați erau de același tip (290229 C 3), dar prezentau, prin construcție, conformități diferite. Astfel :

— la lotul nr. 1 : — zona I mediană :
$\Sigma\rho_1 = 0{,}092808$ și $F(\rho)_1 = 0{,}9969$;
— zona a III-a de capăt :
$\Sigma\rho_3 = 1{,}084014$ și $F(\rho)_3 = 0{,}8290$;
— la lotul nr. 2 : — zona I mediană :
$\Sigma\rho_1 = 0{,}092713$ și $F(\rho)_1 = 0{,}9984$;
— zona a III-a de capăt :
$\Sigma\rho_3 = 1{,}083980$ și $F(\rho)_3 = 0{,}8290$.

Impunînd diferite deformații corespunzătoare rolei celei mai solicitate și prelucrînd rezultatele conform metodologiei expuse [4], în figura 1 au fost trasate diagramele de variație a capacității dinamice de bază pentru cele două loturi de rulmenți. În această figură au fost făcute următoarele notații : P_e — forța nomi-

nală de exploatare la care lucrează rulmentul, P — forţa aplicată în timpul încercărilor. Între cele două forţe există raportul $P_e/P_i = 5{,}9$.

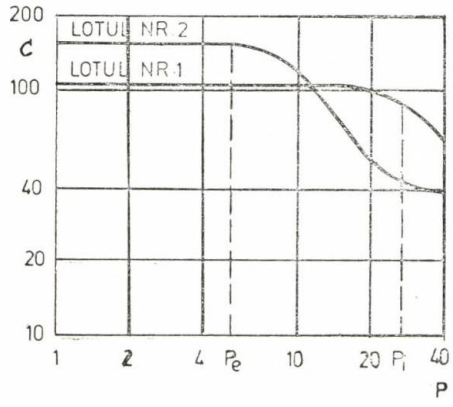


Fig. 1

Este cunoscut efortul întreprinderilor producătoare de a fabrica rulmenţi care să se comporte cît mai bine în timpul încercărilor experimentale, considerînd aceasta principalul criteriu de verificare a fabricaţiei. Dar, din figura 1 se remarcă un aspect deosebit de semnificativ şi anume : corespunzător forţei P_e rulmenţii lotului nr. 2 au o capacitate dinamică de bază mai mare decît rulmenţii lotului nr. 1, raportul celor două capacităţi fiind $C_2/C_1 = 1{,}52$, ceea ce conduce la durabilităţi în raportul $L_2/L_1 = 3{,}52$. Dar pentru forţa P_i, se prevede o comportare mai proastă a rulmenţilor lotului nr. 2, comparativ cu lotul nr. 1. Raportul capacităţilor dinamice de bază şi al durabilităţilor corespunzătoare acestei situaţii este $C_2/C_1 = 0{,}555$ şi $L_2/L_1 = 0{,}171$.

Aceste considerente infirmă concepţia potrivit căreia capacitatea dinamică de bază a unui rulment ar constitui o mărime constantă, specifică fiecărui tip de rulment, indiferent de forţa care-l solicită. În plus, rezultatele încercărilor experimentale nu mai pot fi interpretate prin metodele clasice cunoscute.

Încercări experimentale

Încercările experimentale efectuate au avut următorii parametri :

— forţa radială aplicată pe rulment : $P_i = 5{,}9 \cdot P_e$;

— turaţia : $n = 870$ rot/min ;

— temperatura uleiului din capul de încercare : $t = 78°C$;

— ungere : cu ulei tip 405.

Prelucrarea datelor obţinute în urma încercărilor a fost efectuată conform [5], pe baza cărora în figura 2 şi figura 3 au fost trasate diagramele de variaţie a procentajului de deteriorare funcţie de durabilitate.

După cum rezultă din aceste diagrame, într-adevăr lotul nr. 2 prezintă o durabilitate mai mică comparaţie cu lotul nr. 1, fapt demonstrat şi de studiile teoretice. Totuşi între

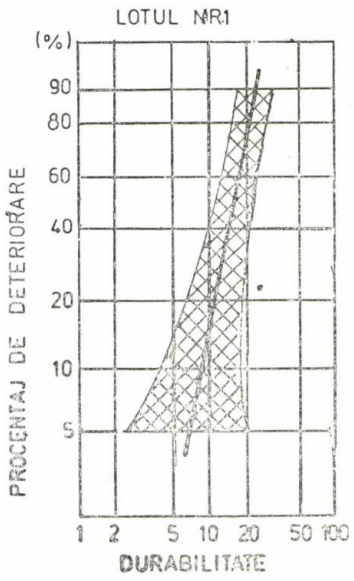


Fig. 2

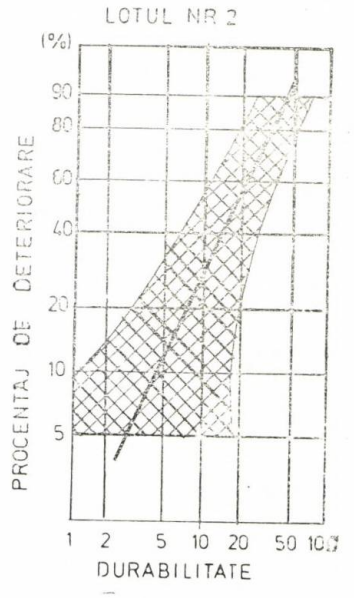


Fig. 3

rapoartele durabilităţilor şi capacităţilor dinamice de bază obţinute pe cale teoretică şi a celor obţinute pe cale experimentală există diferenţe şi anume :

$$(L_2/L_1)_{\text{teoretic}} = 0{,}171 ;$$

$$(L_2/L_1)_{\text{experimental}} = 0{,}541$$

$$(C_2/C_1)_{\text{teoretic}} = 0{,}555 ;$$

$$(C_2/C_1)_{\text{experimental}} = 0{,}814.$$

Datorită numărului mic de rulmenți al fiecărui lot încercat, rezultatele experimentale trebuie privite prin prisma benzilor de încredere. Analizate, astfel, se obțin următoarele limite ale rapoartelor durabilităților dinamice de bază :

$(L_2/L_1)_{exp\ max} = 4{,}566$; $(L_2/L_1)_{exp\ min} = 0{,}0596$

$(C_2/C_1)_{exp\ max} = 1{,}659$; $(C_2/C_1)_{exp\ min} = 0{,}391$.

Se observă că valorile teoretice ale rapoartelor durabilităților și capacităților dinamice de bază se încadrează în limitele obținute pe cale experimentală.

Concluzii

Lucrarea prezintă concluziile teoretice la care ne ajunge, prin analiza pe baza metodei secționării contactului rolă-cale de rulare în zone, a unui rulment radial-oscilant cu role butoi cît și rezultatele experimentale obținute prin încercarea a două loturi de rulmenți.

Concluziile teoretice obținute privind variația capacității dinamice de bază cu sarcina aplicată pe rulmenți se încadrează în limitele obținute pe cale experimentală.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Gafițanu, M.D., Berlea I., Racocea, C.:* Analiza contactului rolă-cale de rulare prin metoda secționării. „Tribotehnica", Galați, 1978.

[2] *Gafițanu, M. D., Racocea, C.:* Metoda secționării contactului rolă-cale de rulare. Corelații experimentale și de calcul „Tribotehnica", Galați, 1978.

[3] *Gafițanu, M D., Racocea, C.:* Rulmenți cu contact punctual între rolă și căile de rulare. Calculul capacității dinamice de bază în cazul în care rola se rostogolește de-a lungul axei mari a elipsei de contact. „Tribotehnica", Hunedoara, 1980.

[1] *Gafițanu, M.D., Racocea, C.:* Dependența capacității dinamice de bază cu sarcina aplicată în cazul rulmenților cu role. „Tribotehnica", Hunedoara, 1980.

[5] *Jonson, L.C.:* The Statistical Treatment of Fatigue Experiments. Elsevier Publishing Company. Amsterdam, London, New-York, 1964.

CZ : 621.9-229

Aspecte tribologice privind ghidajele de rostogolire de tipul bucșă cu bile pentru deplasări rectilinii pe suprafețe cilindrice, folosite în construcția de mașini-unelte

Ing. Dan **MURARU**, și dr. ing. Nicolae **RĂDĂCINĂ** — I.C.S.I.T. — „TITAN" — București

Ghidajele de rostogolire de tipul bucșă cu bile pentru deplasări rectilinii pe bare cilindrice conduc în timpul funcționării organele mobile după traiectorii dorite și susțin aceste organe.

După cum este cunoscut, în cazul frecării de alunecare la viteze mici de deplasare și sarcini mari, apare fenomenul de alunecare intermitentă (stick-slip), care influențează negativ asupra uniformității deplasării și preciziei de poziționare la cotă, în mod deosebit, în cazul mașinilor cu comandă numerică.

Înlocuirea frecării de alunecare cu frecare de rostogolire elimină inconvenientele prezentate și implicit reducerea puterii de acționare a organelor mobile. Coeficientul de frecare la rostogolire este de 10 pînă la 100 mai mic față de frecarea de alunecare. Datorită formei constructive a corpurilor de rostogolire cît și deformațiilor elastice, frecarea rezultantă este o combinație a frecării de rostogolire cu cea de alunecare.

Deformația elastică depinde de mărimea forței de încărcare P_n, cu diametrul D al corpului de rostogolire și de rigiditatea materialelor din care se execută corpurile de rostogolire și

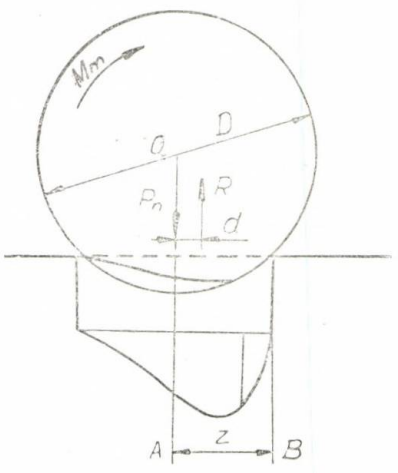


Fig. 1

căile de rulare. Din [1], funcție de deformația elastică prezentată în figura 1, rezultă o relație pentru coeficientul de frecare de rostogolire (f_v).

$$f_v = \gamma \cdot \delta \sqrt{\frac{2P_n}{l \cdot D}} \qquad (1)$$

în care :

γ — constantă ce depinde de modulul de elasticitate a materialelor ;
δ — d/z — variabil cu elasticitatea ;
l — lungimea generatoarei corpului de rostogolire [mm] ;
P_n — forța de încărcare [daN] ;
D — diametrul corpului de rostogolire [mm].

Din relația (1) rezultă că f_v depinde de γ și δ, adică de natura mai mult sau mai puțin elastică a materialelor folosite, crește odată cu sarcina pe unitatea de lungime a corpului de rostogolire și scade cu creșterea diametrului D. Coeficientul de frecare la rostogolire f_v este influențat și de forma și mărimea asperităților suprafețelor în contact.

În [1] s-a reprezentat schematizat planul de rostogolire, care se poate extinde ușor la cazurile reale ca în figura 2. Corpul de rostogolire lovind vîrfurile asperităților A și B va cheltui o parte din lucrul mecanic pentru deplasare, care se determină cu relația (2).

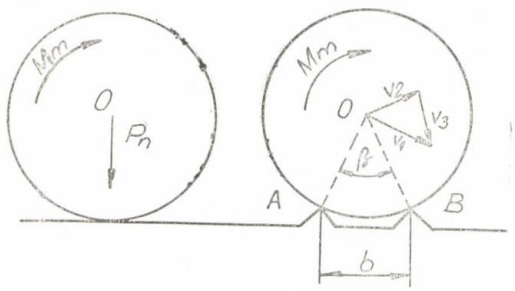


Fig. 2

$$L = \frac{1}{2}(1-\rho) \cdot \frac{P_n}{g} \cdot v_1^2 \cdot \frac{b}{r^2} = f_v \cdot F_n$$

$$f_v = \frac{1}{2 \cdot g}(1-\rho)\, b \frac{v_1^2}{r^2} \qquad (2)$$

în care :

g [m/sec.^{2}] — accelerația gravitațională ;
ρ — factor de elasticitate ;
v_1 — viteza de deplasare a corpului de rostogolire.

În relația (2) coeficientul de frecare la rostogolire f_v este proporțional cu pătratul vitezei v_1 și invers proporțional cu pătratul razei r a corpului de rostogolire.

Desigur că în realitate lucrurile sînt mult mai complexe, iar formularea matematică este foarte complicată, însă relațiile prezentate sînt considerate că satisfac cerințele impuse în funcționare de ghidajele de rostogolire, pentru determinarea optimă a condițiilor constructive.

Forța de frecare în ghidajele de rostogolire poate fi considerată ca fiind formată din două componente : o componentă care există cînd nu se aplică sarcina și o componentă proporțională cu sarcina. Prima componentă este determinată de frecarea corpurilor de rostogolire între ele, cu piesele de susținere și recirculare și de frecarea vîscoasă datorită lubrifiantului care asigură ungerea. A doua componentă este determinată de frecarea de rostogolire propriu-zisă, care depinde de : sarcină, deformațiile elastice ale materialelor în contact, rugozitățile suprafețelor în contact, temperatură etc.

În concordanță cu cele prezentate, forța de frecare se poate exprima cu relația :

$$F_f = F_0 + \frac{f_v}{r} P_n,$$

în care :

F_0 — forța de frecare inițială [daN] ;
f_v — coeficientul de frecare la rostogolire [cm] ;
r — raza corpului de rostogolire [cm] ;
P_n — sarcina normală pe ghidaj [daN].

Corpurile de rostogolire folosite în construcția bucșelor cu bile sînt sferice, iar calea de rulare este cilindrică.

În continuare se prezintă unele aspecte referitoare la bucșele cu bile realizate în țară, după concepție originală, și care urmează a se executa în producție de serie.

Bucșele cu bile cu recirculare se execută în trei variante ca în figura 3. (**a** — tip închis ; **b** — tip crestat ; **c** — tip deschis). Variantele a, b oferă posibilitatea efectuării prestrîngerilor după montare, pentru preluarea jocurilor în timpul funcționării și măririi rigidității subansamblului pe care se montează.

Bucșele cu bile din figura 3 se compun din :

— carcasa 1 ;
— colivia 2 ;
— bilele 3 ;
— piesele de capăt 4 ;
— piese de recirculare 5.

Corpul și bilele sînt executate din oțel RUL, tratate termic, cu duritatea de 58—62 HRC., iar barele cilindrice pentru deplasare — din oțel de cementare cu duritatea de HRC 58—62.

În condiții de funcționare normală ungerea bucșelor cu bile se asigură cu ulei pentru ghidaje, prin sistem centralizat, cu impulsuri sau continuu. În condiții speciale, bucșele cu bile pot funcționa și cu lubrifiant solid — vaselină.

Pentru determinarea coeficientului de frecare la rostogolire f_v, în funcţie de diferite viteze de deplasare (v) şi sarcini de încărcare P, s-a folosit un stand ca în figura 4. Ungerea s-a efectuat cu :

lubrifiant lichid — ulei ;
lubrifiant solid — vaselină.

Pe standul din figura 4 s-au montat bucşele cu bile de tip deschis **1** ; deplasarea bilelor se face de către bara cilindrică **2**, antrenată de un cilindru **3**, de la un panou hidraulic cu viteze de deplasare reglabile (între 3 mm/min — 4000 mm/min). Încărcarea se face prin intermediul şurubului 4. Forţa de încărcare se măsoară cu un traductor de forţă tip Kistler **5**,

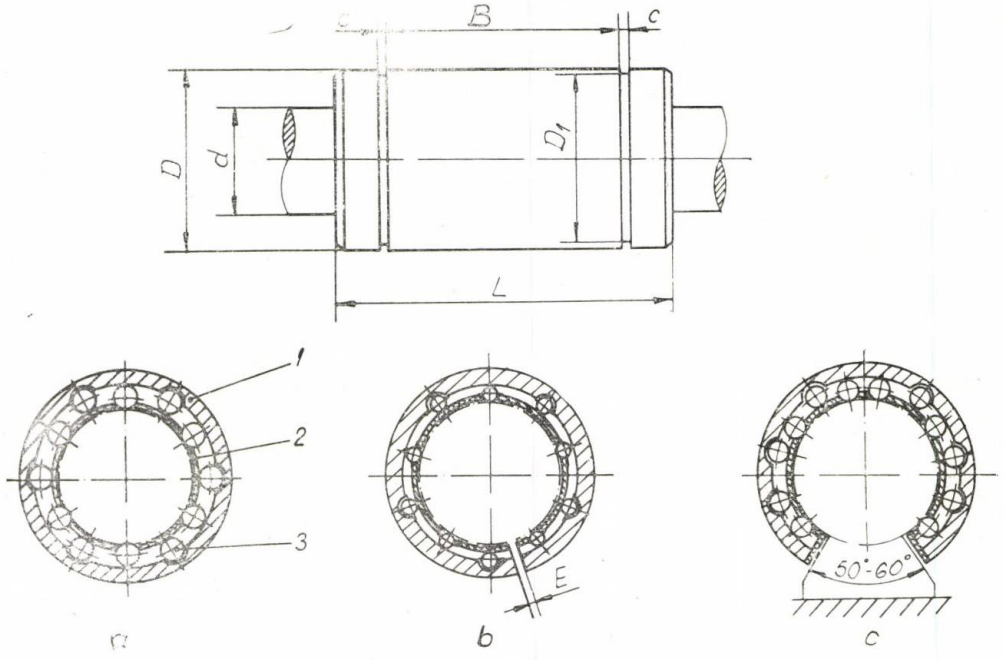


Fig. 3

o punte de amplificare **6** şi un osciloscop **7**. Forţa de frecare se măsoară cu un traductor de tip Hottinger **8** şi o punte de măsurare **9**.

În figura 5, se prezintă variaţia coeficientului de frecare în funcţie de sarcină pentru tipurile de lubrifiant.

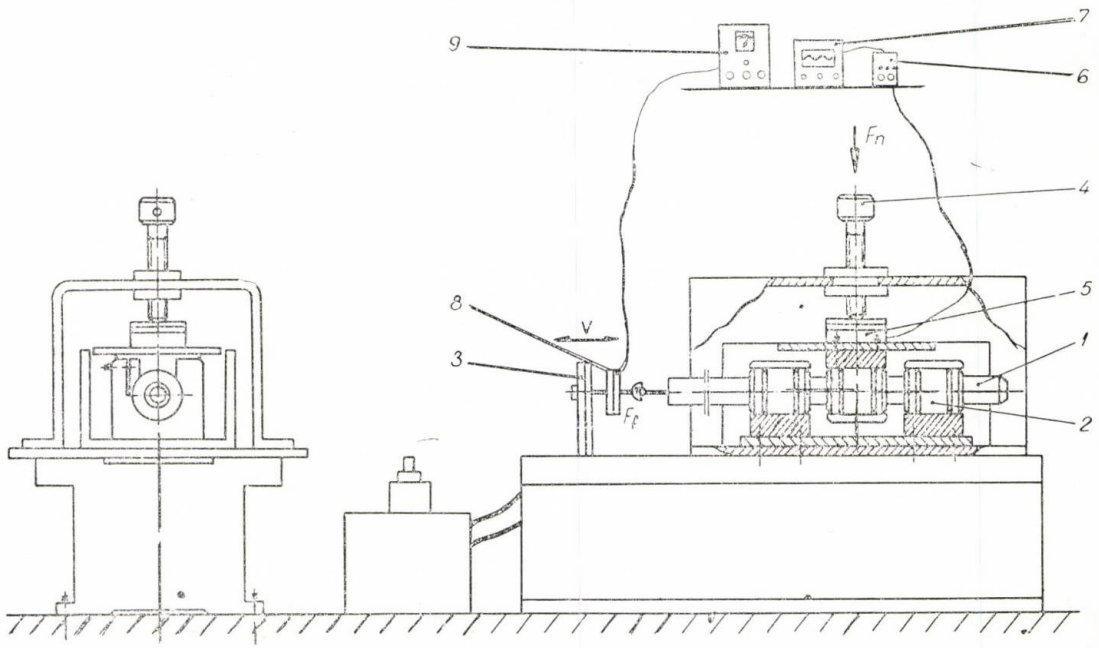


Fig. 4

Se observă, la o creștere relativ mică a sarcinii, o scădere a coeficientului de frecare, care, rămîne apoi aproape constant pe un interval de variație a sarcinii, după care începe să crească lent odată cu creșterea.

tre tipurile de ulei folosite (G 45 ; G 90), se constată că nu satisfac în totalitate cerințele impuse, mai ales în montaj pe mașini-unelte, datorită existenței frecării combinate de rostogolire cu alunecare, fiind necesar un ulei cu

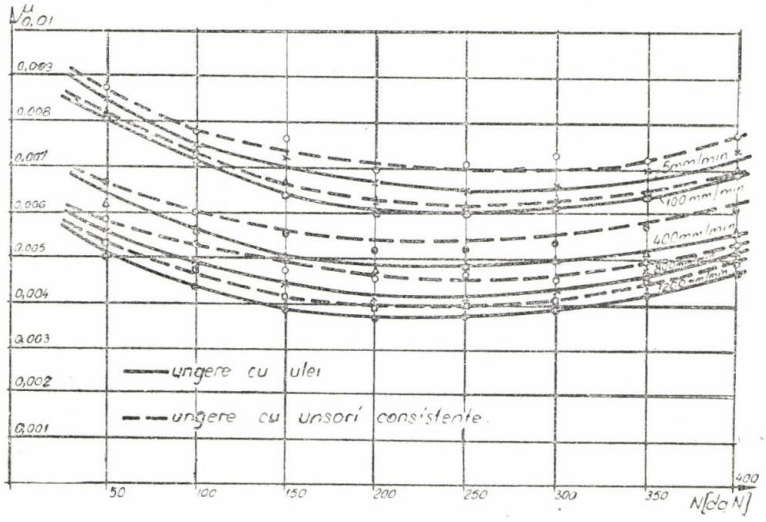


Fig. 5

În figura 6, se prezintă variația coeficientului de frecare în funcție de viteza de deplasare și se observă o ușoară scădere a sa cu creșterea vitezei, după care rămîne constant. În urma

caracteristici de extremă presiune combinate cu proprietăți antistick-slip.

Urmare a experimentărilor rezultă **concluziile :**

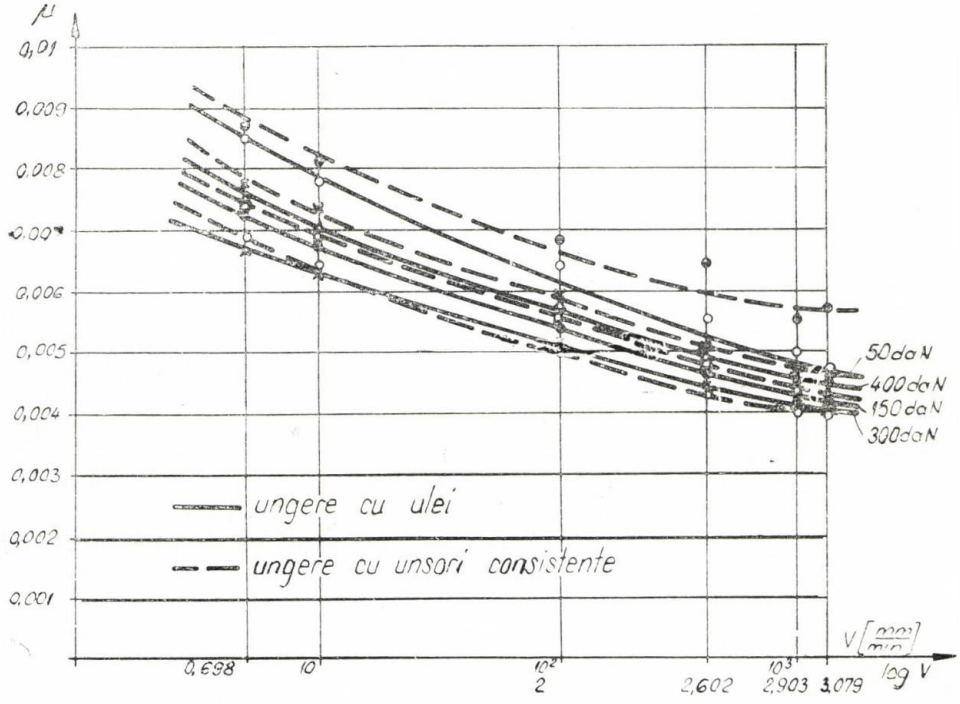


Fig. 6

analizei modului cum variază coeficientul de frecare în funcție de natura lubrifiantului, se constată că uleiul este lubrifiantul optim. Din-

1) **Forțele de frecare depind puțin de vîscozitatea lubrifiantului ; prin modificarea vîscozității se modifică forța de frecare inițială** F_0.

2) **Coeficienţii de frecare statici, la porniri, sînt mai mari ca cei dinamici cu circa 20—30%.**

3) **Coeficienţii de frecare f_v cresc odată cu creşterea înălţimii asperităţilor.**

4) **Coeficienţii de frecare la rostogolire variază puţin cu sarcina şi viteza de deplasare ($V_{max} < 4$ m/min.).**

Pentru viteze mai mari nu s-au efectuat experimentări.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Orsini, L.:* Macchine, nr. 7, 8 — 1979, pag. 103.
[2] *Muraru, D., Slovenz, S.:* Reazeme de rostogolire pentru deplasări rectilinii şi circulare — 1978.
[3] * * *: Bucşe cu bile. Prospect Deutsche Star Kugelhaeter GMBH Schweinfurt — R.F.G.
[4] *Blaurock, G.:* Industria Meccanica — Milano, 1978.
[5] * * *: Ekspress Informaţia, seria Detali maşin nr. 29 — 1977, pag. 19.
[6] * * *: Ekspress Informaţia, seria Detali maşin nr. 26 — 1977, pag. 16.

CZ : 621.831.37

Consideraţii asupra aspectelor termice în cupla de frecare a frînelor pentru maşini de ridicat

Şef lucr. ing. Grigore **SÂRBU** — Institutul Politehnic Bucureşti

Consideraţii generale

Determinarea cît mai exactă a temperaturii pe suprafaţa de frecare a frînei a constituit preocuparea principală a cercetărilor în domeniu. După criteriile caracteristice de evaluare a comportării termice se pot grupa astfel :

— procedeul sarcinii calorice specifice *(μpv)* sau *(pv)*, care dă satisfacţie numai pentru cazurile concrete (tip şi mărime de frînă, regim de exploatare etc.), pentru care valorile sale au fost determinate ;

— procedeul bilanţului termic, care se regăseşte într-o mare varietate de forme, crescînd în complexitate cu cuprinderea cît mai completă a procesului termic [2, 3] ;

— procedeul curbei caracteristice de încălzire, care este aplicabil după ce frîna a fost realizată şi se bazează pe curbele de variaţie a temperaturii [1, 5] ;

— procedeul similitudinii termice [1], care exprimă temperatura suprafeţelor de frecare din rezolvarea concretă a funcţiei criteriale.

Procedeele prezentate prezintă inconvenientul unor ipoteze simplificatoare, care conduc, de regulă, la supradimensionări de circa 20 . . . 25%. Aceste simplificări se referă la : considerarea constantă a coeficienţilor de transfer de căldură, la uniformitatea temperaturii de stabilizare în întreaga masă a roţii de frînă, la neglijarea cantităţii de căldură evacuată prin sabot, la neglijarea căldurii evacuate prin radiaţie [1, 3] ş.a.

Consideraţiile mai jos prezentate se referă la regimul termic stabilizat al frînelor cu doi saboţi funcţionînd în regim de lucru intermitent în spaţiu nelimitat.

Stabilirea coeficienţilor de transfer de căldură

Transferul de căldură în regim termic stabilizat se realizează prin convecţie şi radiaţie. În perioada unui ciclu de frînare (compus din fazele de oprire, de defrînare şi frînare) transferul de căldură prin convecţie alternează sub cele două forme : liberă şi forţată.

Coeficientul de transfer de căldură prin convecţie liberă în spaţiu nelimitat (α_0). În cele mai frecvente cazuri evaluarea lui α_0 se bazează pe valori constante variind între 5,8 . . . 12,8 $W \cdot m^{-2}\,(°C)^{-1}$. Determinarea ştiinţifică ia în considerare mişcarea liberă a fluidului, sub influenţa diferenţei de temperatură între fluid — perete metalic şi regimul de curgere laminar sau turbulent pentru care se stabilesc relaţii criteriale (tab. 1).

Coeficientul de transfer de căldură prin convecţie forţată (α_r). Regimul de curgere la toate mărimile de frîne poate fi considerat turbulent, pentru care α se stabileşte din criteriul Nusselt cu relaţia [3, 6]) :

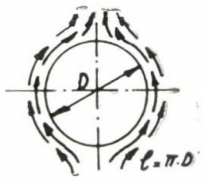
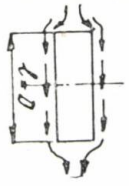
$$N_u = 0{,}032\,R_e^{0,8} = 0{,}032\left(\frac{V \cdot \pi D}{\nu_a}\right)^{0,8} = \frac{\alpha_r \cdot \pi D}{\lambda_a} \qquad (1)$$

Pentru valori uzuale ale caracteristicilor termofizice ale aerului la 20°C, rezultă :

$$\alpha_r = 4{,}75\,\frac{v^{0,8}}{D^{0,2}}\ [W \cdot m^{-2}\,(°C)^{-1}] \qquad (2)$$

în care v este viteza periferică în [m/s], iar D diametrul în [m], ale roţii de frînă.

Tabelul 1

Regimul de curgere	α_0[W · m^{-2}(°C)$^{-2}$]	Forma corpului $G_r \cdot P_r$	C_0	n
	$\alpha_1 = N_u \frac{\lambda}{\pi \cdot D} = C_0 (G_r P_r)^n \frac{\lambda}{\pi \cdot D}$	Laminar $5 \cdot 10^3 \ldots 5 \cdot 10^8$	0,535	0,25
	$\alpha_2 = 1{,}71 \left(\frac{\Delta\theta}{D}\right)^{1/4}$	Turbulent $5 \cdot 10^8 \ldots 5 \cdot 10^{12}$	0,133	0,33

$G_r = g \cdot \frac{(\pi \cdot D)^3}{\nu_a^2} \beta \Delta\theta$ — criteriul Grashoff ; $P_r = \frac{\nu_a}{a_a}$ = criteriul Prandtl ; ν_a — viscozitatea cinematică a aerului în [m^2.s^{-1}] ; a_a — difuzibilitatea termică, în [m^2.s^{-1}] ; $\Delta\theta$ — diferența de temperatură pe suprafața de frecare în [°C] ; β — coeficient de dilatație volumică [°C^{-1}].

Coeficientul de transfer de căldură prin convecție, echivalent al radiației. Din egalitatea fluxurilor termice pentru cele două moduri de transfer de căldură, rezultă [6] :

$$\alpha_{rad} = \frac{(eC_0)}{10^8} \cdot \frac{T^4 - T^4}{\theta - \theta_0} \qquad (3)$$

în care (eC_0) este coeficientul de emisie în [W · m^{-2} · (°K)$^{-4}$], $T = 273 + \theta$, temperatura absolută a suprafeței de frecare în [°K], θ_0 — temperatura mediului înconjurător în [°C].

Variația temperaturii în discul roții de frînă

Considerînd fluxul termic unidirecțional, în direcție radială dinspre obadă spre butuc, ecuația de bilanț termic asupra elementului de rază dR_x este (fig. 1) :

$$4\pi R_x dR_x \cdot \alpha \cdot \Delta\theta_x = 4\pi (R_x + dR_x)\delta \cdot \lambda \cdot$$

$$\cdot \frac{d(\Delta\theta_x + d\Delta\theta_x)}{dR_x} - 2\pi\rho\delta\lambda \cdot \frac{d\Delta\theta_x}{dR_x} \qquad (4)$$

$$\frac{d^2\Delta\theta_x}{dR_x^2} + \frac{1}{R_x}\frac{d\Delta\theta_x}{dR_x} - \beta^2 \Delta\theta_x = 0 \qquad (5)$$

pentru care soluția ecuației capătă forma

$$\Delta\theta_x = \frac{J_0(\beta R_x) K_1(\beta R_x) + K_0(\beta R_x) J_1(\beta R_x)}{J_0(\beta R) K_1(\beta R_x) + K_0(\beta R) J_1(\beta R_x)} \cdot \Delta\theta_R \qquad (6)$$

în care :

$J_{0;1}(\beta R_x)$ este funcția Bessel de ordinul zero respectiv unu, speța întîia de argument (βR_x) ;

$K_{0;1}(\beta R_x)$ — idem, de speța a doua ;

$\beta = \sqrt{2N_u/\delta^2}$ — parametru de substituție ;

δ — grosimea discului ;

N_u — criteriul Nusselt ;

$\Delta\theta_R$ — diferența de temperatură pe suprafața de frecare.

Folosind graficele funcției Bessel, în figura 2 s-au reprezentat curbele de variație ale

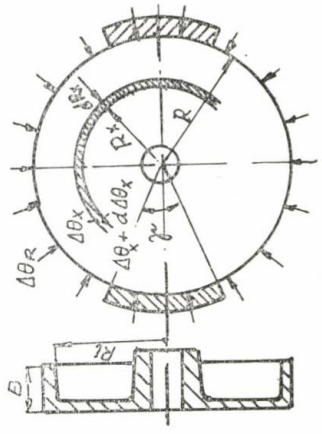


Fig. 1

diferenței de temperatură în discul roții de frînă (liniile pline), schematizate prin linie întreruptă, la cîteva mărimi de frîne.

Măsurările temperaturii la diferite raze ale discului frînei ∅ 400 au determinat punctele marcate prin triunghiuri, care s-au situat în cîmpul de variație a temperaturii teoretice. Constatarea a permis adoptarea ipotezei că

pentru o temperatură de stabilizare $\Delta\theta_R$, pe suprafața de frecare, variația temperaturii în disc poate fi exprimată prin relația :

$$\Delta\theta_x = 0{,}75\,\Delta\theta_R \frac{R_x}{R} + 0{,}25\,\Delta\theta_R \qquad (7)$$

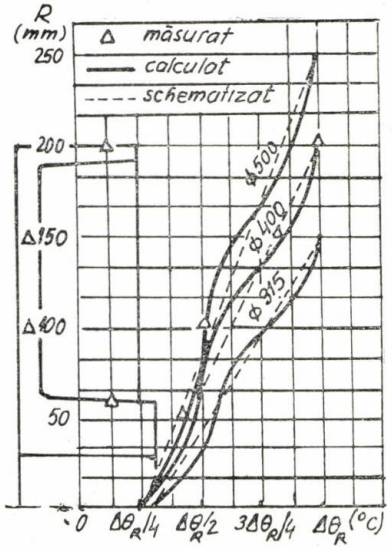


Fig. 2

Debitul de căldură evacuat de suprafața discului prin convecție liberă

Debitul de căldură elementar evacuat de o suprafață laterală a discului este :

$$dQ_{cd} = \alpha_{ox} \cdot dA_x \cdot \Delta\theta_x$$

$$Q_{od} = \int_0^R 1{,}44 \left(\frac{\Delta\theta_x}{R_x}\right)^{0{,}25} \cdot 2\pi R_x dR_x \cdot$$

$$\cdot \left(0{,}75\Delta\theta_R \frac{R_x}{R} + 0{,}25\Delta\theta_R\right) = 1{,}44 \left(\frac{\Delta\theta_R}{R}\right)^{0{,}25} \cdot$$

$$\cdot \pi\,(0{,}88\,R)^2 \cdot \Delta\theta_R = \alpha_{oR} \cdot \pi R_{ech}^2 \cdot \Delta\theta_R, \qquad (8)$$

ceea ce permite interpretarea că temperatura în disc poate fi considerată constantă, dacă discul are o rază echivalentă $R_{ech} = 0{,}88\ R$.

Debitul de căldură evacuat de suprafața discului prin convecție forțată

Considerînd coeficientul de transfer de căldură prin convecție forțată la diametrul $D_x = 2\ R_x$, avem :

$$\alpha_{rx} = 4{,}75 \frac{v_x^{0{,}8}}{D_x^{0{,}2}} = 4{,}75 \frac{v(R_x/R)^{0{,}8}}{(2R_x)^{0{,}2}}$$

Debitul de căldură evacuat de o suprafață a discului va fi :

$$Q_{rd} = \int_0^R \alpha_{rx} \cdot dA_x \cdot \Delta\theta_x = 4{,}75 \frac{v^{0{,}8}}{D^{0{,}2}} \cdot$$

$$\cdot \pi\,(0{,}78\,R)^2 \cdot \Delta\theta_R, \qquad (9)$$

ceea ce înseamnă că raza discului echivalent, care are $\Delta\theta_R = ct$, este $R_{ech} = 0{,}78\ R$.

Debitul de căldură evacuat de suprafața discului prin radiație

Procedînd în mod similar se obține expresia [4] :

$$Q_{rad \cdot d} = \frac{(eC_0) \cdot \pi R^2}{10^3} \cdot$$

$$\cdot [(273 + 0{,}82\theta)^4 - (273 + \theta_0)^4] \qquad (10)$$

cu interpretarea că temperatura poate fi considerată constantă în disc dacă se adoptă $\theta_{ech} = 0{,}82\ \theta$.

Ecuația de bilanț termic

Avînd în vedere fazele unui ciclu de frînare, ecuația de bilanț termic în regim stabilizat se scrie :

$$Q \cdot t_f = Q_f \cdot t_f + Q_0 \cdot t_0 + Q_a \cdot t_a +$$
$$+ Q_r \cdot t_r + Q_{rad} \cdot t_c \qquad (11)$$

Timpul de frînare t_f fiind aproximativ egal cu cel de accelerare t_a al roții de frînă (figura 3 a), iar curbele de variație a vitezei apro-

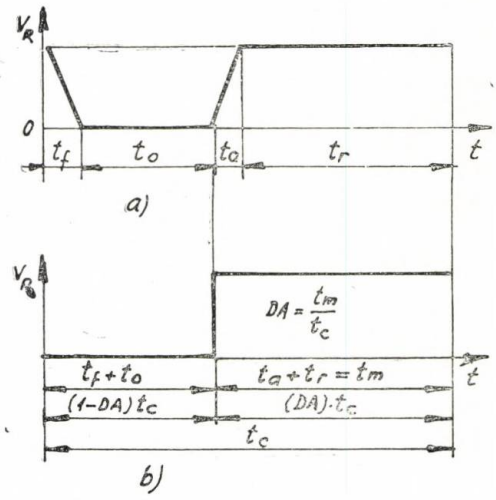


Fig. 3

ximativ identice, se poate considera sub aspect termodinamic, un regim echivalent de forma celui din figura 3 b. Atunci relația (11), în urma reducerii cu t_c (timpul unui ciclu) devine:

$$Q \frac{t_f}{t_c} = Q_0(1 - DA) + Q_r(DA) + Q_{rad} \qquad (12)$$

Debitele de căldură din relaţia (12) pentru roata de frînă se exprimă astfel :

— căldura propusă :

$$Q = 2\mu p_{spm}\left(2BR\sin\frac{\gamma}{2}\right)\frac{v}{2}t_f\frac{z_c}{3600}K\Phi K_Q ; \tag{13}$$

— căldura evacuată în repaos prin convecţie :

$$Q_0 = \left\{\left[2\pi(0{,}88\ R)^2 + 2\pi RB - 2\frac{\pi\gamma^0}{180}RB\right]\alpha_{OR} + 2\pi R_i B_i \alpha_{ORi}\right\}\Delta\theta_R ; \tag{14}$$

— căldura evacuată în regim forţat prin convecţie ;

$$Q_r = \{[2\pi(0{,}78\ R)^2 + 2\pi RB]\,\alpha_{rR} + 2\pi R_i B_i \alpha_{rRi}\}\,\Delta\theta_R ; \tag{15}$$

— căldura evacuată prin radiaţie :

$$Q_{rad} = 2\pi R^2 \alpha_{rad\cdot d}\Delta\theta_R + \left(2\pi RB - 2\frac{\pi\gamma^0}{180}RB\right)\alpha_{rad\cdot ob}\cdot\Delta\theta_R \tag{16}$$

Pentru simplificare, şi ţinînd seama de poziţia suprafeţei interioare a obezii, se consideră :

$$R_i \approx 0{,}95R \qquad \alpha_{oRi} \approx 0{,}97\alpha_{oR}$$

$$B_i \approx 0{,}9B \qquad \alpha_{rRi} \approx 0{,}97\alpha_{rR}$$

După înlocuiri şi efectuarea simplificărilor, se obţine diferenţa de temperatură pe suprafaţa de frecare :

în care :

μ este coeficientul de frecare mediu ;

$p_{sp\cdot m}$ — presiunea specifică medie, [în N/m^2] ;

v — viteza de alunecare în [m/s] ;

t_f — timpul de frînare în [s] ;

$z_c = 3600/t_c$ — numărul de cuplări, în [cupl/h] ;

$K_\Phi = 0{,}94$ — coeficientul fluxului de căldură spre roată ;

K_Q — coeficientul de sarcină ;

B — lăţimea obezii, în [m] ;

γ — unghiul de cuprindere al sabotului în grade ;

$DA = t_m/t_c$ — durata relativă a perioadei active ;

α_{oR} , α_{rR} — coeficientul de transfer de căldură prin convecţie liberă, respectiv forţată, în [W·m^{-2}] ;

$\alpha_{rad\cdot d}$, $\alpha_{rad\cdot ob}$ — coeficientul de transfer de căldură prin radiaţie al discului, respectiv al obezii, în [W/m^{-2}].

Relaţia stabilită (17) este uşor de utilizat, înlătură arbitrarul în alegerea parametrilor, cuprinde complexitatea regimului termic particularizat la fazele ciclului de lucru al frînei, cu consderarea variabilă a parametrilor termo-fizici şi cinematici, fără a neglija disiparea căldurii prin radiaţie. În acest mod se renunţă la ipotezele simplificatoare menţionate situînd evaluarea temperaturii la un nivel superior sub aspectul preciziei şi al cuprinderii fenomenului.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Alexandrov, M. P.:* Tormoznîe ustroistva v maşinostroenii. Izd. Maşinostroenii, Moskva, 1968.

[2] *Ernst, H.:* Die Hebezeuge. Grundlagen und Bauteile. Fr. Vieweg Sohn, Braunschweig, 1960.

[3] *Pestov, A. I.:* Încălzirea frînelor cu saboţi pentru maşini de ridicat. Izv. v. zaved. Nr. 5, 1960.

[4] *Sarbu, Gr.:* Contribuţii la studiul frînelor cu saboţi pentru maşini de ridicat îndeosebi sub aspectul optimizării dimensionale în raport cu comportarea termică. Teză doctorat, I.P.B., 1930.

[5] *Segal, H., Sarbu, Gr.:* Determinarea caracteristicilor funcţionale ale frînelor pentru maşini de ridicat, Construcţia de Maşini Nr. 2, 1966, R.S.R.

[6] *Ştefănescu, D.:* Transmisia căldurii. Partea 1—2, vol. VII, Institutul Politehnic Bucureşti, 1976.

$$\Delta\theta = \frac{5{,}5\cdot 10^4 \mu\cdot p_{sp\cdot m}\cdot v\cdot t_f\cdot z_c\cdot K\Phi\cdot K_Q\cdot(B/R)\sin(\gamma/2)}{\left[4{,}86+\left(11{,}48-\frac{\gamma^0}{28{,}6}\right)\frac{B}{R}\right](1-DA)\alpha_{OR}+\left(3{,}82+11{,}48\frac{B}{R}\right)(DA)\alpha_{rR}+6{,}28\alpha_{rad\cdot d}+\left(6{,}28-\frac{\gamma^0}{28{,}6}\right)\frac{B}{R}\alpha_{rad\cdot ob}} \tag{17}$$

CZ : 621.882

Fiabilitatea, determinată de uzare, la șuruburile de fixare din gama M3-M24

Șef lucr. ing. Costel **BEJAN** — Universitatea din Brașov

Legătura între uzare și fiabilitate

Analizînd variația în timp a intensității de uzare și a intensității de defectare, Pavelescu [1] pune în evidență similitudinea de variație a celor doi parametri, dintre care unul caracterizează uzarea iar celălalt fiabilitatea (fig. 1).

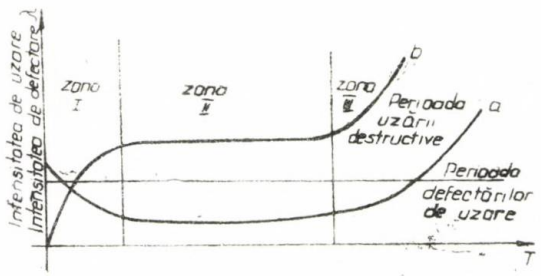


Fig. 1

Deși fiabilitatea nu este funcție numai de uzare, sînt distincte trei zone semnificative, în care uzarea este fenomen predominant. Astfel, în zona I de defectare timpurie, în care curba intensității de defectare $\lambda(T)$, marcată cu litera **a** pe figura 1, scade continuu și este dependentă de calitatea rodajului și a montajului. Zona I de fiabilitate corespunde zonei de uzare inițială, cu alură crescătoare pînă la un prag de stabilizare (notată cu litera **b** pe fig. 1). Zona a doua, a perioadei de funcționare normală, sau a ratei constante a căderilor accidentale, corespunde perioadei de uzare normală. Durata acestei zone este în strînsă dependență de calitatea rodajului și a montajului, a materialelor, a durității suprafețelor, a ungerii, a întreținerii etc. Este zona în care funcționarea cuplei este determinată pentru valoarea durabilității și a fiabilității.

În zona a III-a a defectărilor de uzură, atît curba caracteristică a fiabilității cît și a uzurii sînt rapid crescătoare.

Durata de funcționare a produselor din industria constructoare de mașini este determinată în principal de uzare. Ținînd însă seama de multitudinea de factori care intervin în procesul de uzare, acesta apare cu un puternic caracter aleator.

Drujinin [2] aproximează funcția aleatoare nestaționară $H(t)$, a procesului de uzare, printr-o funcție aleatoare liniară de forma :

$$H(t) = A + Bt, \qquad (1)$$

unde A este valoarea inițială, iar B este viteza de variație a parametrului determinat (A și B fiind la rîndul lor mărimi aleatoare).

În figura 2 este dată această substituire. Media funcției aleatoare $H(t)$ este :

$$m(t) = m_a + m_b t, \qquad (2)$$

unde m_a și m_b sînt mediile valorii inițiale și a vitezei de variație a parametrului determinat.

Dispersia funcției aleatoare liniare determină aspectul funcției ei de corelație. Funcția aleatoare liniară distribuită normal, este complet determinată dacă se cunosc pentru ea media și dispersia. Astfel, utilizînd funcțiile aleatoare liniare, se poate caracteriza procesul de variație a parametrului determinat printr-un număr limitat de parametri numerici constanți.

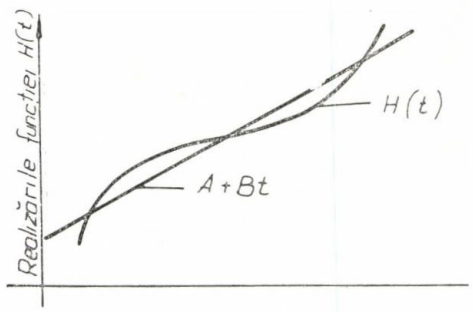


Fig. 2

Cele mai simple funcții aleatoare liniare sînt : în evantai și uniform (fig. 3).

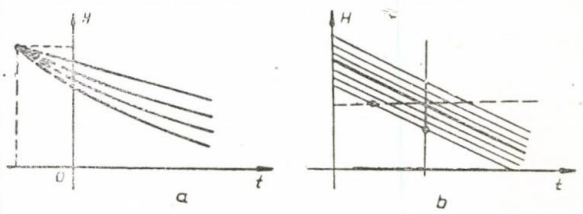


Fig. 3

Funcția aleatoare liniară în evantai (fig. 3 a) are pentru toate realizările un punct neleator comun : polul. Poziția fiecărei realizări depinde de o singură mărime aleatoare și anume viteza B, de variație a parametrului H.

Pentru funcția aleatoare uniformă (fig. 3 b), este caracteristică o viteză neleatoare a variației parametrului determinat și prin urmare

Tabelul 1

			Numărul de înşurubări-deşurubări											
LOTUL 1 Şuruburi prelucrate grosolan	Moment de strîngere mare	Durata de menţinere a strîngerii practic nulă	9	7	10	14	12	8	8	10	12	10	10	9
LOTUL 2 Şuruburi prelucrate fin	Moment de strîngere mare	Durata de menţinere a strîngerii practic nulă	37	41	51	35	43	43	26	40	52	38	43	50
LOTUL 3 Şuruburi prelucrate fin	Moment de strîngere mediu	Durata de menţinere a strîngerii practic nulă	120	130	150	146	—	—	—	—	—	—	—	—

o dispersie constantă. Mărimea aleatoare este doar ordonată la originea A, a dreptei din relaţia (1).

Determinarea experimentală a vitezei de uzare a şuruburilor de fixare din gama M 3 — M 24

Fiabilitatea şuruburilor de fixare poate fi raţional determinată nu în funcţie de parametrul timp, ci de numărul de înşurubări-deşurubări pînă la uzarea filetului. Pentru a se determina numărul de înşurubări-deşurubări pînă la uzare, şuruburile au fost încercate pe stand iar uzarea limită a filetului a fost stabilită convenţional.

În vederea stabilirii unei caracteristici logice a procesului, s-a făcut cercetarea acestuia pe monograme Allan Plait de liniarizare a funcţiei de distribuţie Weibull. S-a plecat de la ipoteza că numărul de înşurubări-deşurubări pînă la uzare este o funcţie aleatoare caracterizată de o distribuţie Weibull de forma :

$$F(n) = e^{-\left(\frac{n}{a}\right)^b} \qquad (3)$$

în care n este numărul de înşurubări-deşurubări, a este „viaţa caracteristică", adică numărul pînă la care nu se uzează 66,32% dintre şuruburi iar b este parametrul de dispersie a legii.

În tabelul 1 sînt prezentate rezultatele încercărilor.

Au fost supuse încercărilor trei loturi de şuruburi, desemnate după fineţea de prelucrare a flancurilor filetului. Şuruburile din lotul 1 şi din lotul 2 au fost supuse unei strîngeri cu un moment mare, înţelegînd prin aceasta un moment care solicita şurubul pînă la limita de curgere. Şuruburile din lotul 3 au fost solicitate cu un moment care dădea naştere unor eforturi egale cu 0,7—0,8 din limita de curgere. Numărul de înşurubări-deşurubări, înscris în tabel, corespunde uzării limite admise.

Pentru a putea fi înscrise pe nomograma de liniarizare a legii Weibull s-au calculat procentajele cumulate ale uzărilor cu relaţia [3] :

$$p = \frac{i - 0{,}3}{n + 0{,}4}, \qquad (4)$$

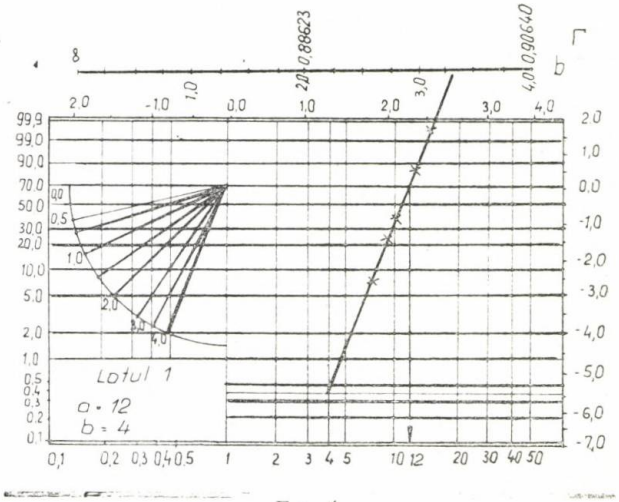


Fig. 4

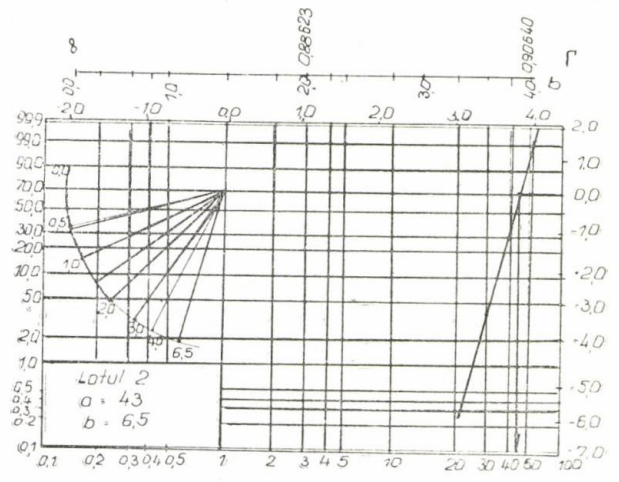


Fig. 5

unde p este procentajul cumulat, i este numărul de ordine al uzurii, iar n este numărul de şuruburi supuse probei.

Pentru lotul 1 și 2, $n = 12$ iar pentru lotul 3, $n = 4$.

Pe figurile 4, 5, 6 s-au reprezentat punctele obținute, pe abscisă numărul de înșurubări-deșurubări pînă la uzare, iar pe ordonată

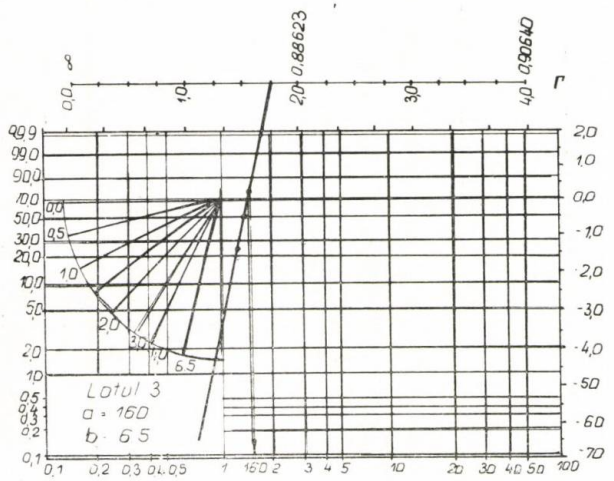


Fig. 6

procentajul cumulat al uzărilor. Cu parametrii înscriși, funcțiile de fiabilitate ale celor trei loturi sînt :

— pentru lotul I : $F(n) = e^{-\left(\frac{n}{12}\right)^4}$. (5)

— pentru lotul II : $F(n) = e^{-\left(\frac{n}{13}\right)^{6,5}}$. (6)

— pentru lotul III : $F(n) = e^{-\left(\frac{n}{160}\right)^{6,5}}$. (7)

Relațiile stabilite permit determinarea probabilității de uzare după un număr de înșurubări-deșurubări. Mărimea parametrului de dispersie b pune în evidență o centrare bună a rezultatelor experienței.

Reprezentînd într-o diagramă I_h — n, variația intensității de uzare în funcție de numărul de înșurubări-deșurubări s-a obținut pentru lotul 1 alura din figura 7.

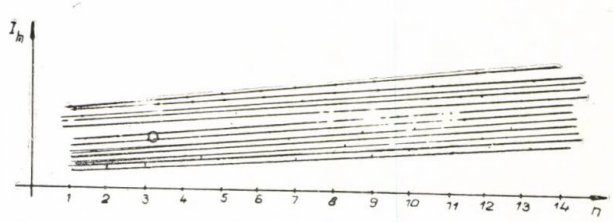


Fig. 7

Dacă se consideră, ca parametru determinant al funcției aleatoare de uzură, intensitatea de uzare, se constată o alură de tipul celei din figura 3 b.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pavelescu, D.* : Concepții noi, calcul și aplicații în frecarea și uzarea solidelor deformabile. Editura Academiei, R.S.R., 1971.

[2] *Drujinin, G. V.* : Siguranța în funcționare a sistemelor. Editura Tehnică, București, 1968.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3

ACHTUNG !

Ausländische Leser Können sich durch ILEXIM — Serviciul export-import presă, P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3.

ATTENTION !

Les lectures étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели иностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137. Telex 11226, București, str. 13 Decembrie nr. 3.

Revista „CONSTRUCTIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 114 sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM, 30.15.5.16.70.02.06. BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, sector 4, pentru revista „Construcția de mașini". Tarif pentru instituții și întreprinderi : 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri : 70 lei anual. Costul unui exemplar : 8 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploiești", str. Vasile Lupu, nr. 45.

41.042

Informații:

ZILELE TEHNICII R. D. GERMANE ÎN R. S. ROMÂNIA

Această manifestare tehnico-științifică are loc sub patronajul vice-președintelui Consiliului de miniștri din R.D.G. și președinte al Comisiei mixte guvernamentale de colaborare economică R.D.G. — R.S.R., tov. dr. Gerhard Weiss, și al prim viceprim ministrului guvernului R. S. România și președinte al Comisiei mixte guvernamentale de colaborare economică R.S.R. — R.D.G., tov. Gheorghe Oprea și oferă noi elemente pentru dezvoltarea în continuare a colaborării economice și tehnico-științifice dintre cele două țări.
În cadrul acestei manifestări, care va avea loc la hotelul Athenée Palace, experți din întreprinderile și institutele de cercetare din R. D. Germană vor ține conferințe de specialitate după următorul program :

4. 11. 1980

09.00—11.00 — Punctele cheie ale dezvoltării colaborării tehnico-științifice între R.D.G. și R.S.R.
— Tehnica aparatelor Röntgen în R.D.G., ținînd seama de noile descoperiri.

11.00—13.00 — Utilizarea rațională a malaxorului cu funcționare în flux continuu pentru forme și miezuri mari produs de combinatul GISAG.
— Utilizarea stimulatorului cardiac TuR RS 30.

13.00—15.00 — Programul de livrare al VE AHB Invest-Export pentru mașinile de prelucrare a sîrmei.

5. 11. 1980

09.00—11.00 — Comanda numerică CNC 600 cu programare liberă.
— Privire de ansamblu asupra construcției tehnice, a funcționării și a posibilităților de exploatare ale unui sistem de calculatoare mari EC 1055, în legătură cu posibilitatea de teletransmisie a datelor.

11.00—13.00 — Mașini-unelte alcătuite din subansambluri tipizate pentru mașini de frezat — variante optime pentru producător și beneficiar : centrul de prelucrare orizontală C-FBSW 800.
— Tehnica de înregistrare a datelor din combinatul Robotron.

13.00—15.00 — Laser cu ioni și laser cu heliu și neon produse de VEB Carl Zeiss Jena.
— Instalații de apă rece și întrebuințarea lor ca pompe încălzitoare, compresoare frigorifice și compresoare.

6. 11. 1980

09.00—11.00 — Mașină de țesut covoare LIROFLOR, pentru o nouă tehnică în producția de covoare.
— Apretarea țesăturilor din celofibră și amestecul lor cu fibre sintetice.

11.00—13.00 — TEXTIMA — mașini de tricotat circulare, produse noi și perfecționate și o nouă tehnologie în producția de materiale textile.
— Elemente optice și electronice ; importanța lor și indicații de folosire.

13.00—15.00 — Producția după metode moderne a mătăsii artificiale pe bază de poliamide și poliesteri.
— Probleme specifice ale producției și întrebuințării circuitelor de cuplare MOS.

Pentru informații suplimentare vă rugăm să vă adresați :

- **Secției comerciale a Ambasadei R.D.G. în R. S. România, str. Dumbrava Roșie nr. 4, București. Tel. : 11.58.21.**
- **Publicom, B-dul N. Bălcescu nr. 22, București. Tel. : 14.75.35.**

LEIPZIG

Tîrgul de toamnă, 31 VIII — 6 IX 1980

„În ultimii ani au căpătat o tot mai mare extensiune relațiile noastre economice, colaborarea și cooperarea în producție. O ilustrare grăitoare a amplorii acestor relații o constituie creșterea de circa 2,2 ori a schimburilor economice în actualul cincinal, faptul că Republica Democrată Germană ocupă, în prezent, locul al treilea în comerțul exterior al României. Se dezvoltă tot mai mult cooperarea și specializarea în domenii importante, cum sînt construcțiile de mașini-unelte, electronica și electrotehnica, mecanica fină și optica, precum și în domeniul chimiei, metalurgiei și altele.

În cadrul convorbirilor am stabilit extinderea în continuare a acestei colaborări, corespunzător posibilităților sporite pe care le oferă potențialul economic și tehnico-științific în continuă creștere al țărilor noastre. Ne-am propus astfel ca în perioada 1981—1985 să sporim volumul schimburilor reciproce cu peste 40 la sută față de realizările actualului cincinal — și sînt convins că și acest obiectiv poate și fără nici o îndoială că va fi depășit, așa cum am convenit dealtfel în convorbirile din aceste zile. Am ajuns, de asemenea, la concluzia să dezvoltăm și mai puternic colaborarea și cooperarea în domeniul științei și tehnicii, al învățămîntului, artei și culturii, să amplificăm contactele și schimbul de experiență în toate domeniile construcției socialiste".

Din cuvîntarea tovarășului NICOLAE CEAUȘESCU
la MITINGUL PRIETENIEI DINTRE ROMÂNIA ȘI R. D. GERMANĂ,
din București, 27 iunie 1980

Ediția din această toamnă a Tîrgului de la Leipzig a avut loc în intervalul 31 august — 6 sept. 1980 și a oferit posibilitatea de desfășurare a unei vii activități comerciale, de promovare a unui schimb multilateral de informații și de stabilire a unor contacte de amploare și durată.

A avut loc o participare internațională reprezentativă și au sosit expozanți noi, din diverse țări, cum sînt : Austria, Italia, Olanda, R. F. Germania ; din Franța de ex., firma Peugeot s-a prezentat pentru prima dată. De asemenea, din Japonia și S.U.A., pe lîngă expozanții consacrați, au sosit și participanți noi.

Au fost organizate numeroase expoziții comune ale unor noi firme mici și mijlocii, cum au fost o serie de standuri comune în domeniul construcției de mașini.

Acest Tîrg a cîștigat tot mai multă importanță pentru multe țări din Africa, din zona arabă, Asia și America Latină, în vederea extinderii relațiilor lor comerciale.

Un bogat program de manifestări tehnico-științifice, ca în fiecare an, profilat pe sectoare, a informat pe specialiștii prezenți asupra noutăților din domeniul științei și tehnicii ; au fost cicluri de comunicări privind : „Utilajele de mare randament pentru prelucrarea materialelor plastice" — echipamente și tehnologii noi ; „Noi utilaje și aparate pentru industria chimică" ; etc. Produsele țării gazdă sînt reprezentative pentru nivelul tehnic ridicat și efortul pentru o calitate deosebită pe care le manifestă industria constructoare de mașini din R. D. Germană.

Sectorul rezervat **instalațiilor pentru industria chimică** a reunit întreprinderi din 16 țări, care au expus instalații, utilaje, ansambluri, machete, scheme și panouri fotografice. Aproximativ jumătate din acestea au fost prezentate de R. D. Germană, prin întreprinderea de comerț exterior Invest-Export, majoritatea produselor fiind realizate de VEB Chemieanlagenbaukombinat din Leipzig-Grimma.

În complexul expozițional consacrat transformării petrolului și a gazului natural au fost prezentate, între altele, o **instalație de distilare în vid**, asociată cu rafinare hidraulică, din care rezultă distilate transformate ulterior în instalații de cracare catalitică. Producția sa anuală este de 5 milioane tone de hidrocarburi cu punct ridicat de fierbere, pornind de la rezidii de petrol brut. Procedeul de condensare fracționată are un debit ridicat și, prin disocierea cît mai completă a petrolului, permite o utilizare mai eficientă a acestuia.

Au fost prezentate, de asemenea, schimbătoare de căldură răcite cu aer și un cuptor tubular de mare randament termic care constituie o parte a instalației complexe de distilare a petrolului.

Pentru **prelucrarea gazelor naturale,** a fost prezentată o instalație conform procedeului de **desulfurare** selectivă a gazelor NMC, cu utilizarea n-metil-epsilon-caprolactama ca solvent. Instalația permite eliminarea 100% a acidului sulfuric, a mercaptanului, a sulfurilor și a altor compuși ai sulfului.

Obținerea alcoolului etilic prezintă astăzi un interes deosebit, datorită utilizării sale drept carburant ca alternativă sau ca adaos la benzină. Instalația îmbunătățită expusă are o capacitate de 100 000 l/zi, alcool obținut din produse diverse care conțin zahăr, cum sînt melasa de la sfeclă sau de la trestia de zahăr. Funcționează după un procedeu azeotropic fără presiune, cu benzen sau alt compus drept agent de vehiculare.

Au mai fost expuse agregate tubulare pentru **schimbătoare de căldură,** necesare în instalațiile de sinteză la presiuni de 12,5 pînă la 35,2 MPa. Aceste agregate demonstrează utilizarea unui procedeu foarte modern de formare prin explozie, folosit la fixarea țevilor de plăcile frontale executate în sistemul multistrat. Orice formare de coroziune între țevi și plăci este exclusă, ceea ce asigură securitatea la presiuni mari și mărește durata de viață a agregatului.

Pentru **separări mecanice solid — lichid,** a fost prezentat un ciur vibrator etanș la gaze, utilizabil pentru cernerea materialelor în vrac, uscate sau umede. De asemenea, au mai fost prezentate o instalație de filtrare a materialelor toxice și instalații de recuperare a solvenților.

Unități constructoare de instalații chimice din R. D. Germană reprezentate la Tîrg au mai fost VEB Schwermaschinenbau „Karl Liebknecht" — Magdeburg, Combinatul de motoare diesel și de instalații industriale, VEB Eisen-und Hüttenwerke Thale și VEB Chemiekombinat Bitterfeld. VEB Carl Zeiss Jena a prezentat o gamă largă de aparatură de sticlă pentru industria chimică. Printre acestea, trebuie remarcată în mod deosebit instalația pentru obținerea de substanțe chimice de puritate maximă așa cum sînt necesare în industria microelectronicii.

Printre expozanții din alte țări, sînt de menționat: uniunile de comerț exterior Techmașexport, Naftechimpromexport și Licențintorg din U.R.S.S., care au participat în cadrul expoziției colective sovietice; de asemenea, societățile de comerț exterior Polimax-Cekop din Polonia, Technoexport din Praga, Chemokomplex din Ungaria, întreprinderi din Belgia, Germania Federală, Danemarca, Finlanda, Franța, Italia, Japonia, Olanda, Austria, Elveția, Statele Unite, astfel: Deutsche Babcock, Bühler-Miag, Schwerdtel (R.F.G.); Niro-Atomizer (Danemarca); METEX, Lönnström Oy (Finlanda); ENI, Montedison (Italia); Mitsubishi, Mitsui, Marubeni, C. Itoh, Sumitomo, Nissho-Iwai, Nichimen, Toyo Engineering Corp. (Japonia); Vereinigte Edelstahlwerge AG (Austria); Luwa AG (Elveția); Alpine Vertrieb Berlin, O.O. Frankl (Berlinul de Vest).

În sectorul rezervat **utilajelor pentru prelucrarea materialelor plastice** au fost expuse mașini noi, cu performanțe sporite, pentru transformarea și prelucrarea materialelor plastice și a elastomerilor. Demonstrarea performanțelor s-a făcut în condiții comparabile cu cele din uzină; cel mai important stand a aparținut firmei VEB Kombinat Umformtechnik „Herbert Warnke" Erfurt. Împreună cu exportatorul său WMW Export-Import, a prezentat o gamă largă de mașini cuprinzînd piese de injecție din seria KuASY pentru materiale termoplastice și termodurificabile, ter-

Ediția de toamnă a tîrgului de la Leipzig 1980

suprafața de expunere, mii m²	290
întreprinderi de export și de comerț exterior	6000
expozanți din	50 țări
vizitatori din	100 țări
specialiști dintre vizitatori, %	86,2
țări socialiste prezente	13 țări
combinate, întreprinderi de comerț exterior și industriale din R. D. Germană, prezentate la tîrg	2800
produse noi dezvoltate sau perfecționate, prezente printre produsele oferite la export de R. D. Germană	5000
mărfurile oferite de diverse țări:	
— instalații chimice, din	17 țări
— utilaje de prelucrat mase plastice, din	8 țări
— mașini pentru ind. textilă și de încălțăminte, din	20 țări
— mașini poligrafice, din	14 țări
— autovehicule, din	17 țări
— tehnică medicală, din	17 țări
— scule și mașini de prelucrat lemnul, din	11 țări

moplastice expandabile și elastomeri ; de asemenea, mașini de extrudat cu un singur melc și linii de extrudare complete pentru producerea granulelor, a foliilor suflate, a tuburilor și a profilelor ; echipamente pentru spumarea poliuretanilor și a polistirenului și **mașini pentru recuperarea materialelor plastice.** Programul de fabricație TRUSIOMA (R.D.G.) cuprinde o gamă variată cu modele și tipuri de mașini de diferite dimensiuni, cu subansambluri în diverse variante, cu comandă electronică și cu posibilitatea de a se efectua comanda prin calculator, în domenii de utilizare variate și de mare specialitate, cu produse foarte diverse. Construcția lor se bazează tot mai mult pe hidraulică sub forma unor circuite logice, pe reducerea nivelului sonor și pe sporirea gradului de confort în manevrare.

VEB Kombinat Umformtechnik „Herbert Warnke" Erfurt s-a specializat în producerea pieselor cu injecție, din care a prezentat mai multe variante. Utilajele de capacitate mică au fost reprezentate prin piesele perfecționate KuASY 170/50 și KuASY 400/100. La primul tip, a fost ridicată fiabilitatea și a fost redus nivelul de zgomot în funcționare datorită utilizării pompelor comandate printr-o vană de oprire și alte vane din seria modulizată PN 32.

Cel de al doilea tip menționat KuASY 400/100 este echipat cu un nou sistem de comandă cu microscop.

Tipurile de **prese cu injecție** KuASY 630/160 I și 2500/400 de mare fiabilitate și zgomot redus au fost perfecționate de întreprinderea VEB Plastmaschinenwerk Freital care face parte din combinatul menționat. Tipul 2500/400 permite creșterea cu 30% a randamentului față de tipul anterior și este echipat cu comandă electronică.

Mașina KuASY 9000/1000 este produsă de VEB Plastmaschinenwerk Schwerin și dispune de o capacitate cilindrică mai mare, presiune de injecție mai ridicată, frecvența de injecție crescută, forță de strîngere a formei sporită ; productivitatea sa este de 540 kg/h. Aceeași întreprindere a expus și o linie de extrudare-suflare LSFL 1000 care face parte dintr-o serie de astfel de linii de 500, 1000, 1500 și 2000 mm lățime a foliei de material plastic. Servește la fabricarea de folii subțiri extrudate din granule de polietilenă de densitate mică. Se pot obține folii de 0,03 . . . 0,2 mm cu lățimea de 300 și 1000 mm, în straturi duble.

VEB Plasttechnik Greiz a expus mașini de turnare a poliuretanului la presiune ridicată, tipul GH 50 și grupul de amestecare rapidă MSHK 400/1000. Aceste utilaje sînt folosite în producția de cutii pentru congelatoare, în timpi de lucru mai reduși, prin suprimarea perioadei de curățire prealabilă și spălare, rezultînd astfel și o economie de poliuretan brut și materiale de spălare.

Un grup amestecător rapid perfecționat servește pentru recuperarea materialelor plastice și în special a PVC în suspensie sau emulsie la diferite procente de plastifianți, provenind de la amestecările la rece sau la cald, cu orice temperaturi de amestec.

Au mai fost prezente firme ca : Techmaș-export — U.R.S.S. ; Polimax-Cekop — Polonia ; Tehnologija na metalite — Bulgaria ; Reifenbäuser KG, Maschinenfabrik Werner & Pfleiderer, Kantex-Werke, Desma-Werke (R.F.G.) ; SIO Maskinfabriken AS — Haugaard (Danemarca) ; Cincinatti Milacron (Austria) ; Brawell & Crowe AG (Elveția).

În acest an, firme de renume din 15 țări și-au reunit produsele în cadrul sectorului de **mașini textile și mașini pentru industria de încălțăminte.** Caracteristica de remarcat a fost introducerea generalizată a electronicii și a microelectronicii în acest domeniu. Printre cele 90 de articole expuse de **VEB Kombinat TEXTIMA,** jumătate a fost alcătuită din produse noi și modernizări. Tehnologiile noi introduse au manifestat ca preocupări principale reducerea consumului de energie al utilajelor, folosirea rațională a materiilor prime, reducerea influențelor negative asupra mediului înconjurător.

Linia tehnologică de producere a mătăsii sintetice, prezentate de TEXTIMA, se compune dintr-o mașină de filat rapidă pentru mătase sintetică, tip 2061, prevăzută cu un robot industrial pentru încărcarea bobinelor, un dispozitiv de extrudare pentru fire și alte accesorii ; mașina poate fi folosită în primul rînd pentru mătasea fină de poliester de 5 . . . 20 tex, înfășurată pe bobine cilindrice cu fir încrucișat în diverse modele. Viteza de înfășurare este de 4000 m/min. Încărcătorul de bobine cu comandă electronică asigură în mod automat următoarele faze de lucru : semnalarea bobinei pline, primirea bobinei de către încărcător, amplasarea bobinelor goale, transportul bobinelor.

Pentru filaturile de bumbac au fost expuse două mașini perfecționate : carda tip 1453/1 cu lanț cu capace și mașina de filat continuu tip 2111 B cu inele, echipată cu un schimbător de fusuri și un curățitor care reduc foarte mult timpii morți și timpii auxiliari la filare. Carda 1453/1 poate prelucra fire de bumbac, fibre chimice și amestecuri ale celor două ; poate atinge o capacitate de 40 kg/h în funcție de calitatea firelor.

Utilajele prezentate de TEXTIMA pentru obținerea țesăturilor textile s-au remarcat printr-un mare număr de noutăți și perfecționări la mașinile de tricotat, de produs ca-

tifea, de tricotat circular cu diametru mare, de tricotat rectiliniu și de tricotat în lanț. Noua mașină de tricotat Malimo are o lățime de lucru de 1600 mm, este echipată cu 2 bare cu cîrlige (pasete) și permite obținerea a numeroase desene și texturi de țesături cu ochiuri prinse, lărgind astfel foarte mult domeniul de utilizare al acestor mașini.

Un deosebit interes a prezentat noua mașină de tricotat rectiliniu automată cu dispozitiv Jacquard, cu cădere cu circulație, tip 5480/11 E (FRJ) care reunește capacitatea ridicată a seriei FR cu tehnica avansată a microcalculatoarelor. Atinge o productivitate de 284 rînduri/min și consumă foarte puțin timp pentru schimbarea desenului, datorită comenzii electronice.

O altă noutate din acest domeniu a fost tipul 5480/9 (FRJ), tot mașină automată, care oferă avantajul unei adaptări a tricoturilor pe care le execută la tendințele modei.

Seria Multi de mașini de tricotat circular cu diametru mare a fost completată cu un nou exemplar, Multilock 96, tip 5628, care dispune de 96 de cîrlige și servește la executarea de tricotaje pentru haine de stradă, de sport etc.

Cîteva serii de mașini TEXTIMA servesc la fabricarea covoarelor țesute sau tricotate, a carpetelor și a mochetelor. Multe noutăți au fost prezentate de asemenea în domeniul mașinilor de cusut industriale, mașini de cusut rapide, „safely" etc. Printre mașinile de cusut casnice s-au remarcat cîteva tipuri cu braț liber în diverse variante, unele prevăzute cu comandă electronică.

Expoziția a prezentat și macheta completă pentru o spălătorie centrală de interes public și pentru o nouă instalație de spălat în trepte, cu comandă electronică și uscător perfecționat.

Alături de produsele din R. D. Germană, comercializate pe piața externă de întreprinderea UNITECHNA, au fost prezente produse expuse de întreprinderile de **comerț exterior CMT din România,** Techmașexport din U.R.S.S., Varimex, Befama și Wifama din Polonia, Investa din Cehoslovacia, Pannonia și Technoimpex din Ungaria, diverse firme ca: Société Alsacienne de Construction Mécaniques SACM, Metaxfrance și ARCT din Franța, din R. D. Germană a expus o gamă întreagă Rockwell-Rimoldi S.p.H. Tematex, Savio, ENI din Italia, Brother Industries Ltd din Japonia, Reece B.V. din Olanda, BIMA din Austria și Dr. Fehrer GmbH & Co KG din Austria, Exportgemeinschaft Schweizerischer Textilmaschinenfabriken Georges Moreau & Cie AG și Saurer AG din Elveția, Barmag, Barmer Maschinenfabrik AG, Pfaff, Dürrkoppwerke GmbH, Kochs Adler AG, Singer GmbH, Karl Mayer din R. F. Germania.

Exportatori și producători din 11 țări au prezentat în această toamnă, la Leipzig, **mașini și utilaje pentru prelucrarea lemnului.** Astfel, VEB Werkzeugkombinat Schmalkalden din R. D. Germană a expus o gamă întreagă de mașini și scule mecanice și manuale, precum și ustensile pentru grădinărie. Paleta întreprinderii VEB Vereinigte Werkzeugfabriken Geringswalde — membru al combinatului menționat mai sus — a cuprins mașini de frezat pentru industria mobilei, mașini de tăiat pentru silvicultură și industria minieră. Seria de mașini de tăiat are tipuri cu diametre ale sculei de 200, 250 și 300 mm și dinți schimbabili și interșanjabili. Poate executa tăieri radiale și diverse operații speciale, pe o lățime de lucru de 24 mm, care poate fi extinsă la 44 mm cu ajutorul unei piese de adaos. Trebuie subliniat faptul că modul în care au fost concepute noile utilaje pentru prelucrarea lemnului le permite o durată de utilizare mult mai mare, lucrul aproape complet silențios și o calitate foarte bună a suprafețelor prelucrate, inclusiv colțuri, cavități și diverse profile. Aceste utilaje sînt prevăzute cu scule care pot prelucra atît lemnul cît și panourile din fibre sau din materiale combinate.

Sculele manuale prezentate sînt dublu tratate și, unele din ele, au partea activă din oțel cu crom-vanadiu. Au fost prezentate truse complete pentru diverse meserii și pentru autovehicule. De remarcat că aceste scule au fost prevăzute cu mînere perfecționate.

Utilajele pentru industria poligrafică expuse la tîrg de cele 13 țări au demonstrat o impresionantă creștere a capacității și a randamentului. Au fost prezentate în funcțiune, în condiții cvasiindustriale, așa cum se obișnuiește de mulți ani. A fost remarcată firma VEB Kombinat Polygraph „Werner Lamberz" din Leipzig, cu mașini rotative offset cu cilindri, prese offset cu plăci, mașini de legătorie, care au demonstrat preocupări și studii temeinice care au dus la îmbunătățiri substanțiale.

Mașina rotativă offset cu placă tipul Planeta-Super-Variant 47—3 SW 2 prezentată de întreprinderea Druckmaschinenwerk Planeta Radebeul, din combinatul menționat mai înainte, realizează patru culori, în format mare; este echipată cu un dispozitiv recto-verso plasat în aval de un al doilea grup de imprimare. Mașina de tipul Planeta-Super-Variant 24—3 SW este tot o mașină rotativă offset cu placă, pentru două culori recto-verso. Mașinile acestei firme se caracterizează printr-o mare viteză de imprimare, de ex. pentru formatul 7 (1000 × 1400 cm) este de 10 000 pagini pe oră tipărite recto, și 7300 pagini pe oră, la tipărirea recto-verso. Se obține o claritate excepțională a imaginii

imprimate, iar lucrul se desfășoară la un nivel sonor foarte redus datorită alimentării cu aer centralizate, prin tuburi insonorizate ; de asemenea, trebuie remarcat că utilajul este prevăzut cu instalații de siguranță foarte fiabile.

În ceea ce privește **tipărirea offset cu cilindri**, a fost prezentată pentru prima dată mașina Zirkon Forta 660, ca instalație completă cuprinzînd un derulor cu lipire automată, un grup de alimentare, 4 grupuri de imprimare, un grup pentru reglarea marginilor, grup de răcire, dispozitiv de îndoire cu două și cu trei pliuri, cărucior elevator cu calculator (numărător), uscător cu aer cald, dispozitiv de siliconizare, stabilizator pentru nivelul cernelii și dispozitiv pentru prepararea apei de înmuiere. Randamentul său maxim este de 36 000 rotații/h ale cilindrului, la formatul 650 × 452 mm. Se obține o foarte bună calitate a imprimării, iar dispozitivul de îndoit poate fi programat pentru orice format standard.

Întreprinderea Plamag Planen a prezentat rotativele offset Rondoset Petit și Rondoset, care pot lucra pe orice hîrtie de gramaj între 38 și 120 gr/m². Mașina Rondoset Petit poate fi livrată pentru lățimi ale hîrtiei de 578 mm, 594 mm și 630 mm.

Instalația pentru legătorie expusă de întreprinderea Buchbindereimaschinenwerke din Leipzig se compune dintr-un limitator de blocuri, o mașină de lipit falțurile, un dispozitiv de uscat și un dispozitiv de ieșire. Tipul 650 este construit în sistem modulizat.

Au mai fost prezentate numeroase alte tipuri de mașini de legătorie : de cusut, de sudat, de pliat, de confecționat diverse formate.

Au expus și firme din diverse alte țări : Techmașinexport — U.R.S.S., Varimex — Polonia, Kovo — Cehoslovacia, Agfa-Gevaert și C.P. Bourg S.A. — Belgia, Kalle Niederlassung-Hoechst AG, Mergenthaller Linotype GmbH și dr. Hell — R.F.G., Rank Xerox și Kodak — Anglia, Grafex — Italia, Ettenauer Maschinen A.G. și Andritz Maschinenfabrik AG — Austria, A.M. International — S.U.A., H. Berthold AG și Teyke — Berlinul de Vest.

Un „salon expozițional" specializat a devenit și sectorul de **prezentare a aparaturii medicale și de laborator.** Cele 14 întreprinderi care alcătuiesc VEB Kombinat Medizin — und Labortechnik din Leipzig produc în prezent circa 64% din totalul gamei de aparatură medicală și de laborator de pe piața mondială. O mare parte din producția sa este exportată în peste 50 de țări ale lumii. Dintre cele 300 de produse, 30 au fost complet noi. S-a remarcat, între altele, centrul de dializă cu rinichi artificial KN 401 ; poate fi folosit pentru hemodializă în centre specializate, prin satelit, sau chiar la domiciliul bolnavului. În afară de dializa obișnuită, aparatul permite și o ultrafiltrare secvențială — formă de terapie uneori mai favorabilă unor bolnavi. Este prevăzut cu multe dispozitive de supraveghere și control, elemente de siguranță realizate cu ajutorul electronicii și al microelectronicii moderne ; totodată, manevrarea a fost redusă la minimum, astfel că utilizarea sa este posibilă cu un personal puțin numeros și uneori chiar cu ajutorul bolnavului însuși.

R.D.G. a mai prezentat sterilizatoare automate cu abur, un pat special pentru bolnavi, un sistem optic pentru endoscopii, aparate respiratorii modulare, ergometru-bicicletă, măști protectoare, aparate pentru transfuzii de sînge, un laborator mobil pentru analize de apă, un vehicul pentru ajutor medical de urgență, o vastă gamă de aparate biometrice, o nouă generație de aparate Biomonitor II pentru supravegherea pacienților. Noul sistem de biomonitoare este echipat cu soluții tehnice moderne bazate pe microelectronică și cuprinde 8 monitoare diferite care, fie individual fie asociate în ansambluri, se instalează lîngă patul bolnavului ; un monitor central poate supraveghea 6 bolnavi ; mai cuprinde o gamă de transductoare și de electrozi, aparate înregistratoare externe diverse, comenzi digitale, ecrane, o nouă organizare a sistemului de alarmă în funcție de gradul de urgență.

Au mai fost prezentate numeroase alte aparate și instalații pentru radiologie — diagnostic și tratament —, aparatură electronică, aparate pentru studii angiografice, stimulatorul cardiac TUR RS 20 pentru tratamente de urgență. Acesta dispune de multă simplitate în construcție și fiabilitate și permite efectuarea unei electrostimulări cardiace externe cu ajutorul unor electrozi esofagieni, în cazuri de stop cardiac sau de tulburări de ritm. Mai trebuie menționate și aparatele de masaj sub jet de apă TUR UMW 50—1 50—1 DA și de ultra-sonoterapie TUR US 6—1.

Au fost prezente și produsele firmei Karl Zeiss Jena : optică medicală, microscoape, aparate de măsură și de analiză optică, spectrometre de absorbție SPECORD M 41 UV VIS, fotometru cu flacără FLAPHO 40 pentru analize chimice, microscopul polarizant AMPLIVAL cu platină rotativă universală, diverse alte tipuri de microscoape, stereooftalmoscopul 111 și multe alte aparate optico-medicale.

Din alte țări au fost de față întreprinderile : Varimex — Polonia, Chirana Piestany — Cehoslovacia, Medicor, Medimpex, Gamma — Ungaria, firme din R.F.G., Olanda, Japonia, Suedia, Elveția etc.

Nu putem încheia această sumară trecere în revistă fără a menționa și **sectorul de aparate electrocasnice** unde au expus 17 țări. Din R.D.G., combinatul VEB Elektrogerätewerk Suhl cuprinde 7 întreprinderi specializate pe grupe de produse, un institut de cercetări și 6 centre de service.

Expoziția din acest an, în acest domeniu, a prezentat produsele sectorizat pe : prepararea mesei, întreținerea podelei, întreținerea lenjeriei și îngrijirea corporală. Printre noutăți, s-au remarcat : uscătoarele de păr LD 10 și LD 11, mașina de călcat automată 57, dispozitive pentru aspiratoare articulate ; de asemenea : rotisoare — de ex. tipul G 2000 FSR pregătește doi pui în 35 de minute —, grătare cu raze infraroșii, miniroboți casnici, mixere (RG 28 S cu comutator pe 3 poziții și RG 28 E cu schimbător electronic), aparat electric de preparat cafea și ceai K 109, rîșnițe electrice pentru cafea cu dozator electronic MWM 3 și MWM 4, aspiratoare de praf cu sau fără mătură, BSS 12, BSS 13, HSS 13 pînă la HSS 19.

Eforturile de îmbunătățire a acestor aparate electrocasnice s-au concentrat în special **pentru a realiza economii de energie, a reduce consumul electric** pînă la 30%. În acest sens au fost prezentate mașina de spălat super automată MVA 800 cu o viteză la storcător de 800 rot/min, care asigură o umiditate reziduală a rufei spălate de 71%. Tipurile WA 46 și WVA 511 sînt prevăzute cu 10 programe de spălare și un program special pentru țesături ușor de întreținut.

S-au obținut reduceri importante ale consumului de energie electrică la refrigeratoarele și congelatoarele GT 20.3 și G 60.3.

Gama de produse menajere expusă mai cuprindea : radiatoare, mașini de gătit și încălzitoare de apă acționate cu gaze, cu cărbuni sau electric.

La Tîrgul de la Leipzig din toamna 1980, în expoziția de aparate electrocasnice, au fost prezente și exponate ale unor firme ca Universal din Polonia, Merkuria și Omnia din Cehoslovacia, Ferunion și Lampart din Ungaria, Electroimpex din Bulgaria, Elektrometal din Iugoslavia, Story — Belgia, Windmöller și Hölscher — R.F.G., Tradimex — Franța, Sterlin Group — Anglia, Eiram — Suedia, Hafina — Elveția și altele, din Danemarca, Olanda, Austria etc.

Tot pe linia economiei de energie electrică, au fost prezentate corpuri de iluminat fluorescente, cu consum redus, pentru locuințe.

Printre cele mai interesante produse ale construcției de mașini din România prezente la Tîrgul de la Leipzig din toamna 1980, trebuie menționată noua fammilie de autovehicule tot-teren ARO care dispune de variante cu posibilități multiple.

Produse românești la tîrgul de toamnă de la Leipzig 1980

La această ediție, R. S. România a fost prezentă pentru a 32-a oară cu **expoziții pe sectoare ;** construcția de mașini a expus în :

- **sectorul mașini textile :** suprafața 250 m² ; produse : mașină cusut cusătură tip lanț CS-223000 ; mașină de executat franjuri CS-224500 ; laminor intersecting SN ; mașină cusut umed CS-211000 ; mașină ciocănit prin vibrații MCV-3 ; mașină presat și lipit tălpi MPLT ;
- **sectorul autovehicule :** suprafață 646 m² ; produse : autoturism de teren ARO 10 ; autoturism de teren ARO 243 (diesel) ; autotractor R 10215 F ; autobasculantă R 10215 F.K. ; autobasculantă R 19215 DFK/3 ; autoatelier mobil ADM-14 Fa ;
- **sectorul bunuri de consum industriale :** suprafață 50 m² ; produse : televizoare Paladium, Nadia, Play, Sport ; radioreceptoare Cora, Gamma etc. ; ferite ; componente active, pasive, hibride ; conectori ; tuburi cinescoape ; radiotelefoane portabile etc. ; frecvențmetru ; aparate magnetoelectrice, electrodinamice, feromagnetice ; transformatoare de măsură ; telefoane și echipamente telefonice pentru răspuns automat și înregistrare.

Dintre aceste produse tehnice, trebuie subliniată participarea unei familii de **autoturisme tot-teren** foarte apreciate, ARO 240, 241, 242, 243, 244, 320 care se prezintă în două variante : cu motor alimentat cu benzină (aprindere prin scînteie), L — 25 și cu motor diesel, D — 127 ; rezervorul de combustibil are o capacitate de 95 de litri. Dispune de 4 viteze pentru mersul înainte și una pentru mersul înapoi ; transmisia principală este realizată de un angrenaj cu roți conice ; suspensia din față este independentă, cu arcuri elicoidale, amortizoare hidraulice telescopice ; cea din spate este dependentă, cu arcuri longitudinale — arc din foi și arc de compensație din cauciuc —, amortizoare hidraulice telescopice ; frîna de serviciu (cu pedală), hidraulică, pe tamburi, duplex în față și simplex în spate și reglarea automată a jocului ; frîna de siguranță și staționare (de mînă), mecanică, pe roțile din spate.

	cu motor	
	L — 25	D — 127
— greutatea proprie, kgf	1 550 ... 1 625	1 675 ... 1 750
— greutatea utilă, kgf	700 ... 1 175	
— viteza maximă, km/h	105 ... 115	
— panta maximă, °	35	

Ing. Teodosia OPRESCU

Condiții de prezentare a manuscriselor pentru revista „Construcția de mașini"

1. **Textul** unui articol împreună cu desenele să nu depășească 15 pag. convenționale, de 2000 semne.

2. **Dactilografierea** se execută la 2 rînduri în pag. de 2000 semne, pe hîrtie albă, pe o singură față a filei. Pagina va avea o margine albă de 3 cm lățime în stînga. Formulele se scriu foarte clar, cu semnele matematice și literele conform STAS, suficient de mari, cu tuș.

3. **Desenele** se execută în tuș pe calc, la dimensiuni între formatele A6 și A4. Dacă sînt figuri-foto, acestea nu trebuie să depășească formatul A4 și să fie foarte clare, cu efectele de contrast foarte pronunțate.

4. **Toate figurile și tabelele** care însoțesc articolul trebuie menționate în text. Figurile trebuie să aibe titluri și legende și să fie însoțite de un borderou de figuri dactilografiat pe o pagină separată de textul articolului. Nu se va scrie pe nici o figură titlul și legenda; legătura se face prin numărul lor conform borderoului separat într-un plic adecvat prezentate. În tipografie diferitele elemente ale materialului (text, borderou de figuri, bibliografii, tabele) se prelucrează în secții diferite, de aceea ele trebuie prezentate pe foi separate.

5. **Tabelele** trebuie dactilografiate pe foi separate de text (în text li se va indica doar locul ca și pentru figuri), deoarece au alt regim tipografic.

6. **Bibliografia** trebuie dactilografiată tot pe o pagină separată de text și prezentată conform STAS nr. 6158-60 și anume : **Cărți:** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul cărții (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual traducerea în lb. română), numărul ediției în cifre arabe, numărul volumului în cifre romane, locul publicării, pagina la care se trimite sau prima și ultima pagină a fragmentului. **Periodice :** numele autorului, inițiala prenumelui autorului, titlul articolului (dacă este o lucrare străină se va da titlul în original, eventual cu traducerea în lb. română), titlul periodicului precedat de cuvîntul „In", numărul volumului sau anul de apariție (în cifre arabe) numărul de ordine al numărului de periodic, data numărului, pagina citată sau prima și ultima pagină a fragmentului citat sau a articolului întreg, după cum citează, doar o anumită pagină, un fragment, sau un articol în întregime. Cînd lucrarea citată a fost tradusă în lb. română, titlul se scrie în traducere, dar cu mențiunea că lucrarea a fost tradusă și din ce limbă.

7. **Predarea la redacție** a manuscrisului dactilografiat se face în două exemplare, din care un original și o copie. Originalul este însoțit de desenele în tuș pe calc și fotografii cînd este cazul, iar cel de-al doilea exemplar este însoțit de ozalide sau xerocopii ale figurilor în calc sau de al doilea rînd de fotografii, cînd este cazul.

8. Autorul trebuie **să garanteze conținutul științific** al articolului, iar textul prezentat redacției să fie revizuit după dactilografiere, deoarece în timpul fazelor editoriale și tipografice nu îl mai revede, deci nu mai poate interveni în acest text după predarea manuscrisului.

9. Conform regulilor editoriale manuscrisele și figurile — publicate sau nu — nu se mai restituie autorului.

10. Materialele, prezentate conform regulilor de mai sus, se primesc la redacția revistei „Construcția de mașini", la următoarea adresă :

OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI

Redacția revistei „Construcția de mașini" Cal. Victoriei 133, Sector 1, clădirea mică, parter, cod 71102 BUCUREȘTI, Oficiul poștal 22, Căsuța poștală 22—125.

11. Orice informație și referință se pot obține la telefoanele : 59.71.35 sau 50.31.30 (direct) și 50.40.90/253 sau 274, redactor șef ing. TEODOSIA OPRESCU, redactor : ȘERBAN TEODORESCU.

12. Materialul va fi însoțit — obligatoriu — de o **adeverință** semnată de conducerea instituției unde activează autorul, specificînd respectarea legilor în vigoare cu privire la păstrarea secretului.

13. Va fi însoțit și de **rezumatele lucrării** în lb. română, franceză, engleză, rusă și germană.

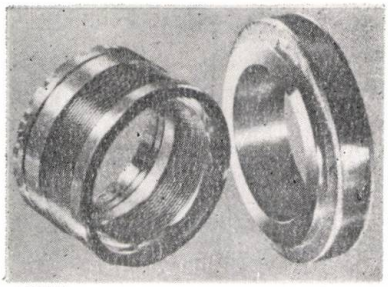
Cele mai bune elemente de etanşare

Firma Crane Packing Ltd este una din marile companii internaţionale, specializată de 60 de ani în etanşarea dinamică a arborilor şi una din primele companii europene care a ridicat dispozitivele de etanşare mecanică la actualul nivel de importanţă. În prezent producţia şi serviciile după vînzare oferite nu sînt depăşite de nici o altă companie. Ele se bazează pe largile posibilităţi de dezvoltare ale firmei, precum şi pe o reală înţelegere a cerinţelor clientului, cuprinzînd ansamblul factorilor de fabricaţie care afectează performanţele produselor.

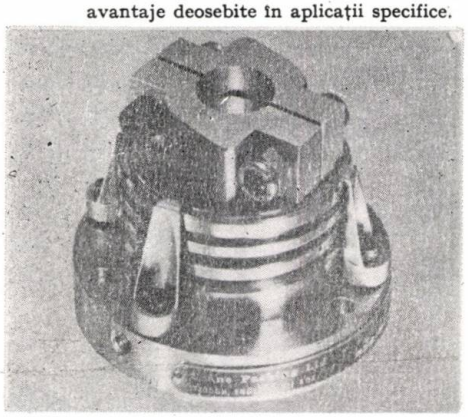
Cele mai multe aplicaţii de etanşare sînt simple; există însă posibilitatea de a depista aplicaţiile mai dificile şi de a le asigura soluţii practice. Firma dispune de o vastă experienţă, în special în proiecte de rafinării şi instalaţii chimice.

Toate acestea măresc valoarea şi fiabilitatea la orice nivel

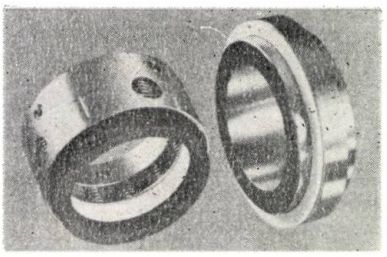
Cele 5 dispozitive ilustrate aici au fost proiectate şi introduse pentru a asigura avantaje deosebite în aplicaţii specifice.



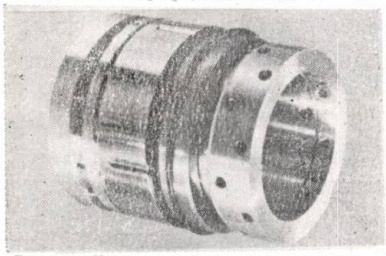
15W T. Dispozitivul încorporează elemente de etanşare metalice şi poate fi utilizat atît pentru temperaturi înalte, cît şi pentru temperaturi foarte joase.



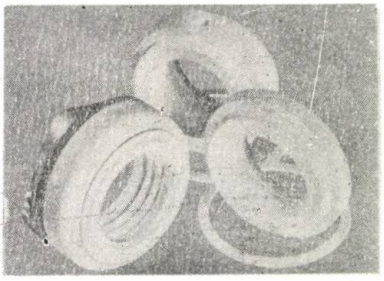
151. Este un dispozitiv de etanşare proiectat în mod special şi destinat pentru reactoare sub presiune şi alte recipiente de amestec, acţionări de agitatoare şi alte echipamente similare.



109. Una din variantele constructive destinată pompelor pentru industria de procese.



8B. Un dispozitiv de etanşare la o pompă pentru conducte de transport de înaltă presiune, făcînd parte dintr-o serie proiectată pentru presiuni foarte înalte



10T. Dispozitiv cu elemente de etanşare din teflon, utilizabil pentru lichidele cele mai corozive, la pompe construite din material plastic, ceramic sau metal.

Cum vă pot ajuta serviciile noastre de consultaţii pentru proiectanţi?

Cele 9 căi pentru satisfacerea necesităţilor beneficiarilor, în vederea obţinerii celui mai potrivit dispozitiv de etanşare:

1. Discuţii prealabile cu proiectanţii de utilaje şi cu operatorii.
2. Recomandări cu privire la etanşări, bazate pe o perfectă înţelegere a condiţiilor de lucru.
3. Demonstrarea experienţei noastre.
4. Alegerea dispozitivelor de etanşare astfel încît utilajele propuse să fie evaluate în mod echivalent.
5. Acordarea de asistenţă la montaj, respectiv la avizarea montajului dispozitivelor de etanşare.
6. Planificarea dispozitivelor de etanşare montate şi întocmirea listelor de piese de schimb.
7. Încercări înainte de punerea în funcţiune.
8. Asistenţă la punerea în funcţiune.
9. Instruirea personalului pentru montajul dispozitivelor de etanşare şi pentru modul de lucru al instalaţiilor.

Pentru informaţii suplimentare...

Vă invităm să luaţi legătură directă cu noi la sediul nostru de la adresa de mai jos. De asemenea, inginerii noştri care călătoresc în mod regulat şi frecvent prin Europa răsăriteană sînt disponibili oricînd pentru discuţii fără obligaţii sau plată. Ne veţi găsi prezenţi şi ca participanţi la tîrguri comerciale sau industriale ca cele care se ţin la Bratislava, Brno, Bucureşti, Budapesta, Leipzig, Moscova, Plovdiv, Poznan şi Zagreb. În cele mai multe ţări avem agenţi comerciali, care ne reprezintă.

East European Representative
A.G. Rosenfeld, A-1130 Vienna, Auhofstrasse 84/3Stg./4/40, Austria
Telephone 82 93 19 Telex 75 444 CPEE A.

Sediul central

Crane Packing Ltd

SLOUGH, ENGLAND, SL1 40X
Telephone 0044-0753-31122 Cable:CRANPAC SLOUGH. Telex 848176

Întreprinderea de comerț exterior

centrozap

40-036 Katowice, Ligonia 7, POLONIA
C.P. 825 Telex 0312-416 Telefon 513-401

Oferta constă dintr-un sortiment larg de instalații de:

1. Ventilație

cu utilizarea a diferite ventilatoare destinate pentru:
- uscarea cu flux de aer cald sau de gaze de ardere;
- insuflarea în focare și cuptoare industriale;
- aspirarea gazelor de ardere în cuptoarele industriale și cazanele de abur;
- aerisirea galeriilor de mină, a secțiilor și halelor din fabrici, a navelor, sălilor de spectacole, atelierelor, antrepozitelor etc.

2. Climatizare

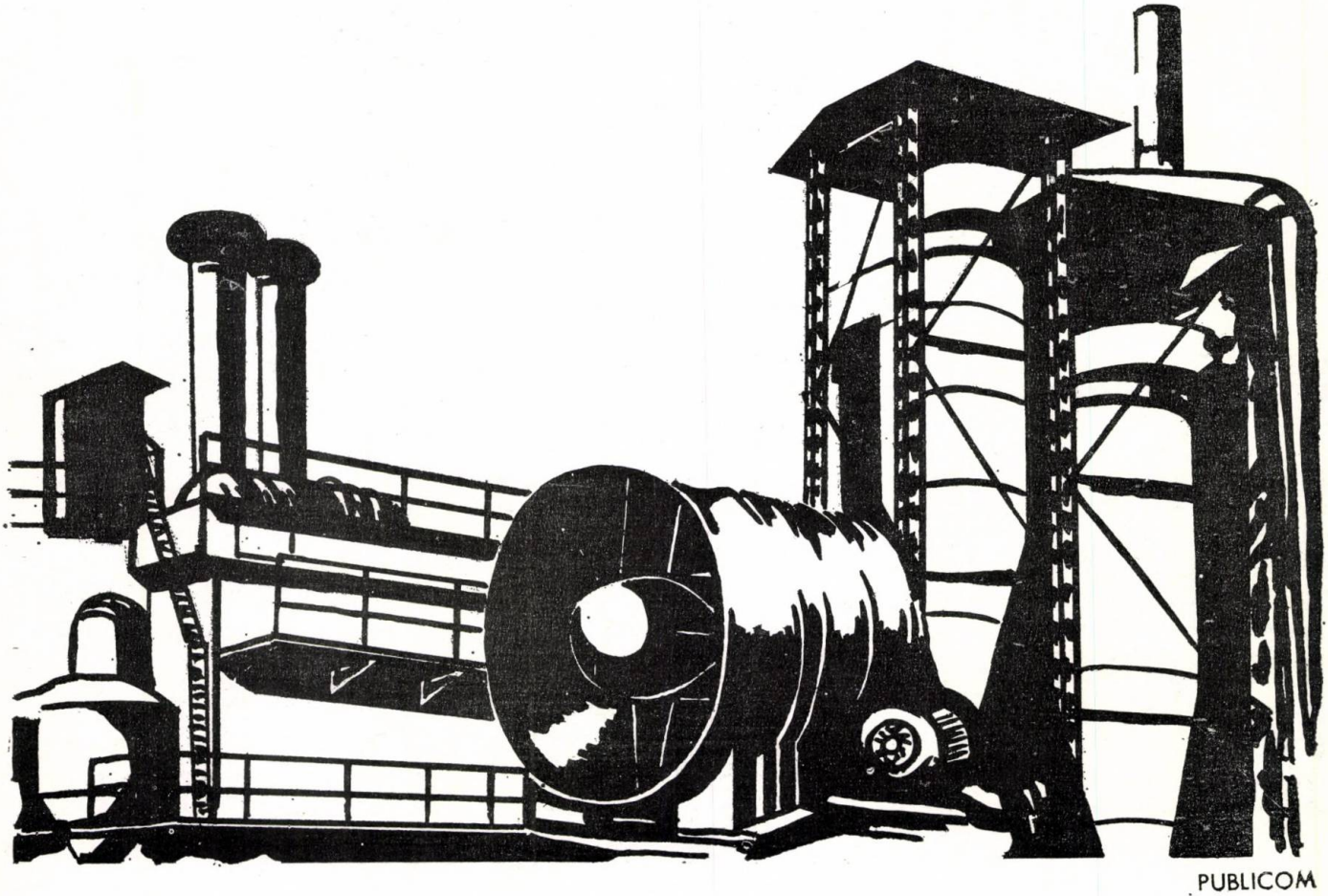
bazată în majoritate, pe brevete franceze, între care:
- centrale de climatizare cu randamente de 40 000 pînă la 160 000 m³/h:
- aparate de suprastructurare nefixate la sol, cu un randament de 3000 pînă la 40 000 m³/h, destinate în primul rînd industriei textile;
- aparate pentru condiționarea aerului, tip „sub fereastră";
- aparate pentru condiționarea aerului în cabinele podurilor rulante;
- sisteme automate pentru industria ușoară.

3. Desprăfuire

cu instalații de:
- saci filtranți;
- electrofiltre sau filtre cu insuflare intermitentă;
- separatoare de pulberi care lucrează uscat sau umed;
- cicloane, multicicloane și altele;
- instalații pentru absorbția de gaze anorganice și epurarea catalitică a gazelor.

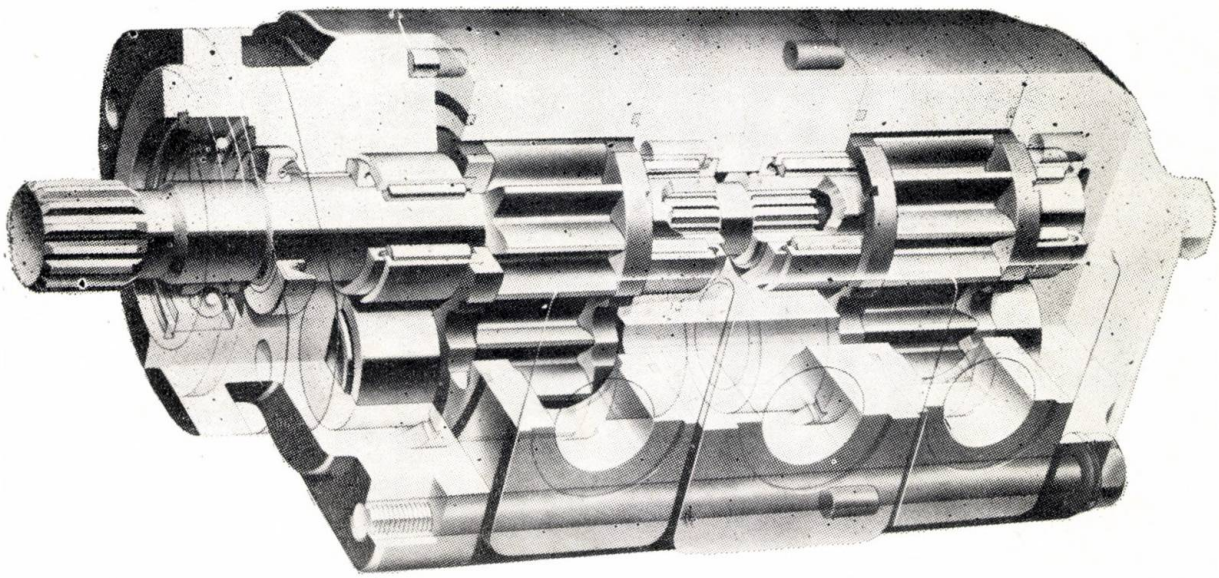
Echipamentele menționate sînt oferite împreună cu proiectarea, livrarea și asistența la montaj a instalațiilor complete de desprăfuire sau de epurare fie a gazelor, fie a aerului, necesare în industria siderurgică, în turnătorii, industria chimică, industria prelucrătoare și în centralele energetice.

Efectuăm și analize privind poluarea atmosferei și a zonelor de protecție sanitară din întreprinderile industriale.



PUBLICOM

Peste tot unde sînt mașini care excavează, împing, încarcă, se rotesc, apucă, smulg...



veți găsi Commercial

Buldozere, excavatoare, gredere, compactoare, macarale, motostivuitoare, macarale portal, autobasculante, trolii, încărcătoare frontale, tractoare, combine.

Peste tot unde este necesară o hidraulică de înaltă performanță, pentru a mări eficiența și economia, veți descoperi pompe, motoare, distribuitoare divizoare de debit și accesorii „COMMERCIAL HIDRAULICS" lucrînd din greu.

Și în spatele acestui întreg program de fabricație se află o organizație service cu centre în 21 de țări legate de 11 uzine din lumea întreagă.

Deci oricare ar fi dorințele dvs. și oriunde v-ați afla „COMMERCIAL" vă poate ajuta să rezolvați problemele.

Pentru o soluție la o problemă imediată sau pentru o mai bună informare, este suficient să apelați la adresa:

COMMERCIAL HYDRAULICS S.A.

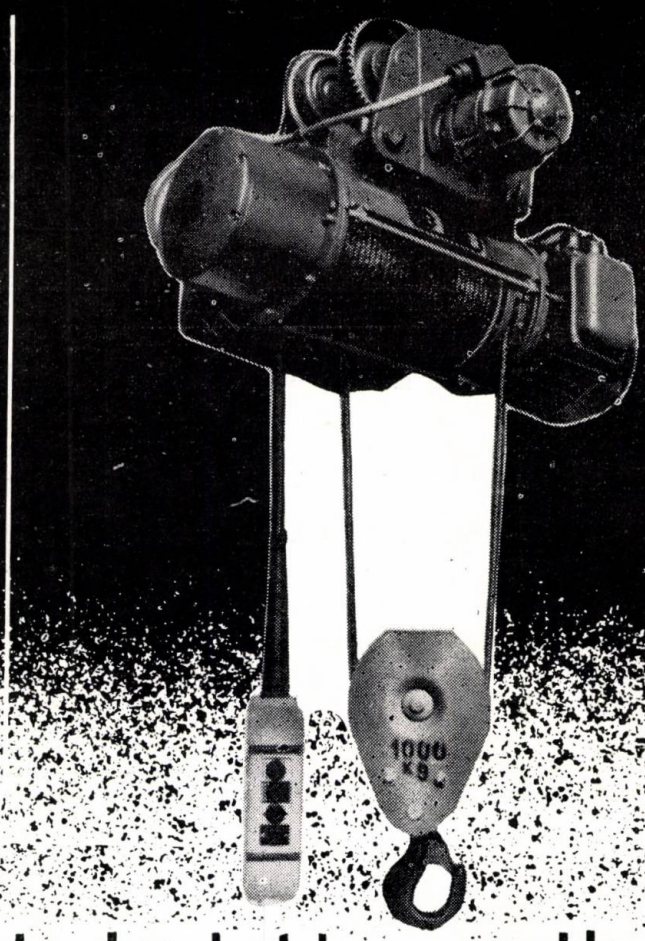
Route D'Ettelbruck — Diekirch-Luxembourg —

Telex 0048-2313 — Telefon 80261

Pentru informații suplimentare că puteți adresa la: ICE INDUSTRIALEXPORT

13, Bd. Dacia, București — Telefon 110730/119 — Protocol

Produsele noastre sînt deja introduse în țara dvs. prin intermediul Întreprinderii de Comerț Exterior UNIVERSAL TRACTOR

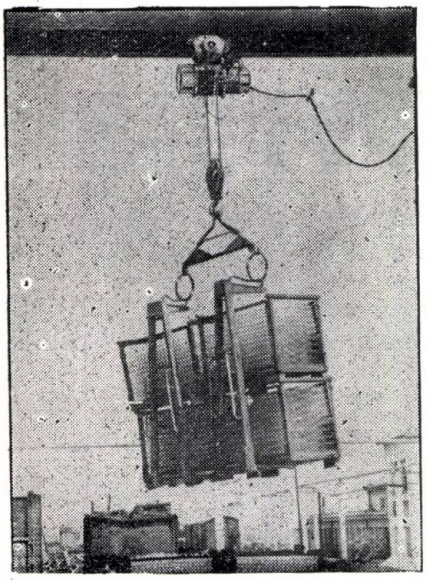


Palanele electrice cu cablu

balkancar

asigură o soluție universală

pentru toate problemele de transport intern din întreprinderi



Calitățile deosebite de funcționare explică sfera largă de aplicare a palanelor în diferite ramuri ale industriei, în metalurgie, comerț și construcții civile, atît ca mecanisme independente de ridicare, cît și sub formă de componente la diverse aparate de manipulare.

- Forța: 500, 1000, 2000, 3200, 5000, 8000 și 12 500 kgf (palane cu cablu);
- Înălțimea de ridicare de la 6 la 36 m (palane cu cablu) și pînă la 6,4 m (palane cu lanț).

— Structură compactă, realizată în sistem modular

— Motor electric cu rotor coni cu deplasare axială și frînă încorpo rată.

Reductor de tip planetar cu 2 trepte

— Viteze mari de ridicare și v teză redusă în mișcările de precizie

— O gamă largă de variante – palane fixe sau cu cărucior, echipat cu un limitator de sarcină și chei de siguranță pentru comutatorul d comandă, palane cu pierdere redus de înălțime.

— Palane cu greutate mică și el mente de rulare ușoare.

— Posibilități de alimentare c curent la diferite regimuri de luc și frecvențe, alimentare cu cure monofazat pentru palane cu lanț.

EXPORTATOR

balkancarimpex

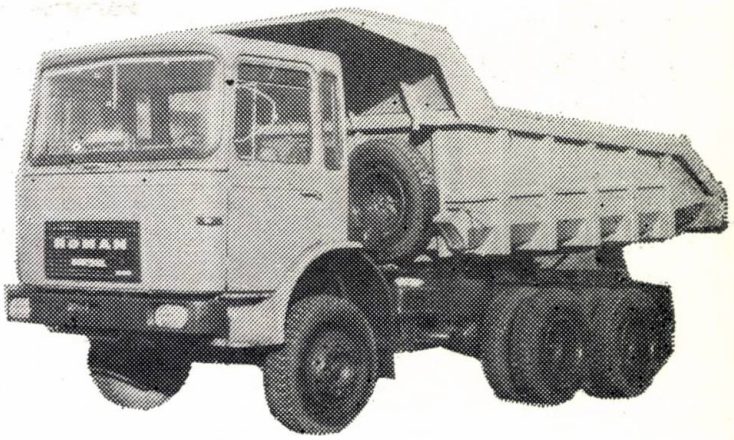
1156 SOFIA, ul. Željo Vojvoda 48
Telefon: 655-01 Telex: 023431/2
Telegrame: BALKANCARIMPEX — Sofia

PUBLICO

ÎNTREPRINDEREA MECANICA MÎRŞA

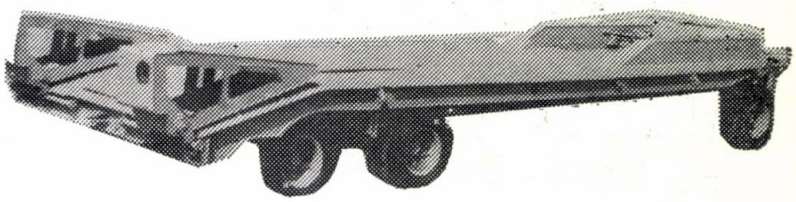
oferă produsele:

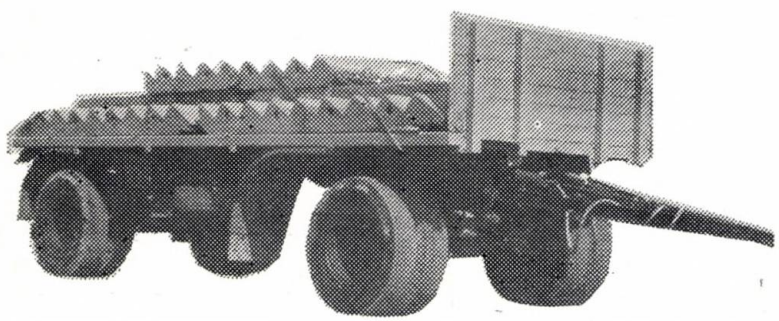
AUTOBASCULANTE
pentru uz general echipate cu motoare Diesel, sarcină utilă 8 — 16 t .



AUTOBASCULANTE GRELE
de 25; 50 şi 100 t pentru transporturi de pământ, minereuri şi diferite roci în carieră şi mine de suprafaţă.

REMORCI AUTO JOASE
sarcină utilă 20, 40 şi 60 t pentru transportul diferitelor tipuri de utilaje.





REMORCI AUTO
sarcină utilă 8 — 12 t pentru transportul diferitelor materiale ambalate sau în vrac.

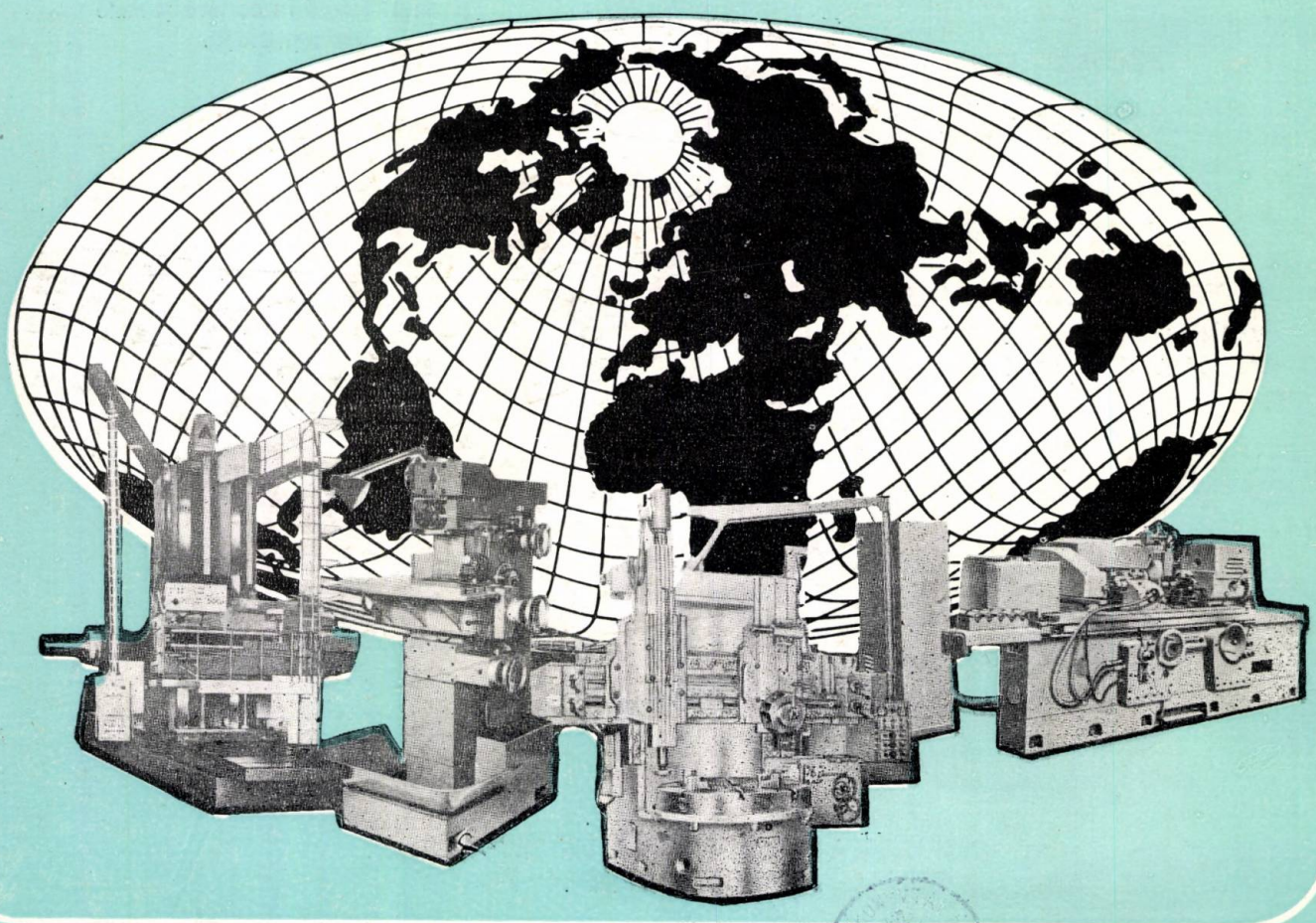
DESFACEREA PRODUSELOR LA EXPORT SE FACE PRIN I.C.E. „AUTOEXPORTIMPOT" BRAŞOV

MASINEXPORTIMPORT

ISCE „Mașinexportimport"
București — ROMANIA
B-dul Republicii nr. 32 ; Sector 3
Telefon : 13.70.80* ; 13.75.96
Telex : 11206 ; 11216
Telegrame — MEXIM — București

EXPORTA:

Strunguri universale normale, semigrele și grele cu diametru de prelucrare de la 320 mm la 2 500 mm cu distanța între vîrfuri (centre) de la 750 mm la 15 000 mm; strunguri automate monoax 16 — 25 — 42 — 60 mm; strunguri revolver 32 — 50 — 60 — 63 — 80 mm; strunguri carusel cu diametre de prelucrare cuprinse între 1 250 — 16 000 mm; mașini de alezat și frezat cu diametrul broșei între 85 — 260 mm; freze longitudinale cu portal cu lățimea mesei între 660 — 3 600 mm; freze universale și verticale; freze de danturat; freze universale pentru sculărie; mașini de broșat; mașini de rectificat interior și exterior; mașini de rectificat fără centre; mașini de ascuțit scule; mașini de găurit; mașini de filetat interior; mașini de rabotat cu cursa de 425 la 800 mm; ferăstraie circulare și alternative de debitat metale; mașini pentru prelucrarea și finisarea bilelor de rulmenți; prese pentru îndoit tablă; prese automate înclinabile; mașini pentru roluit tablă; foarfeci de tăiat fier beton; foarfeci pentru tăiat profile; foarfeci ghilotină; ciocane pentru forje; polizoare duble; accesorii pentnu mașini — unelte.



GRUNDUNGSJAHR 1904

Staatsunternehmen

Vulcan Werke

București ROMANIA

● KRAFTWERKSAUSRÜSTUNGEN

— Kraftwerks — und Industriedampfkessel mit Leistungen von 10 bis 1035 t/h.

— Warm — und Heisswasserkessel für städtische Fernheizungssysteme mit Leistungen von 10 bis 100 Gcal/h.

— Kessel mit speziellem Anwendungsgebiet: Abhitzekessel für Hüttenöfen, für die chemische Industrie, usw.

— Kraftwerksanlagenteile: Heisswasserbereiter, Filter, CO_2 — Entgaser, Behälter — in einer reichen Auswahl an Typen und Abmessungen.

● ERDÖLFÖRDERUNGSAUSRÜSTUNGEN

— Pumpeneinheiten mit Förderleistungen von 3 bis 15 t, nach rumänischen Normen.

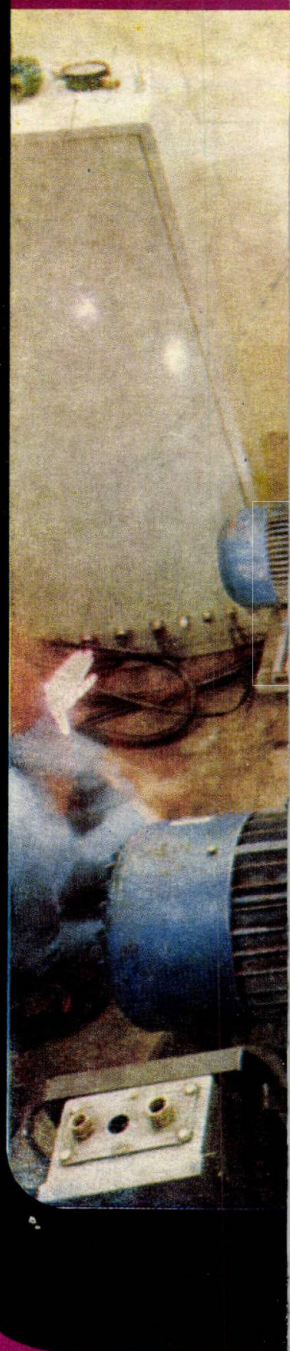
— API — Pumpeneinheiten mit Förderleistungen von 5 bis 15 t, Ausführungstypen mit gewöhnlicher (klassischer) Geometrie oder mit vorderseitiger Geometrie.

Exportbeziehungen mit 28 Ländern in 5 Erdteilen.

KONSTRUKTIONSVARIANTEN FÜR VERSCHIEDENE FEUERUNGSSYSTEME:

SCHWEROL, ERDGAS, BRAUNKOHLE, BITUMENHALTIGE SCHIEFER, SÄGEMEHL, SONNENBLUMENSCHOTEN UND ANDERE INDUSTRIEABFÄLLE.

str. Sebastian nr. 88 Telex 11-127 Phone 31 00 81



E 3279

R

Gép II
Turson

REFERÁLVA

TRIBOLOGIE

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

11

99

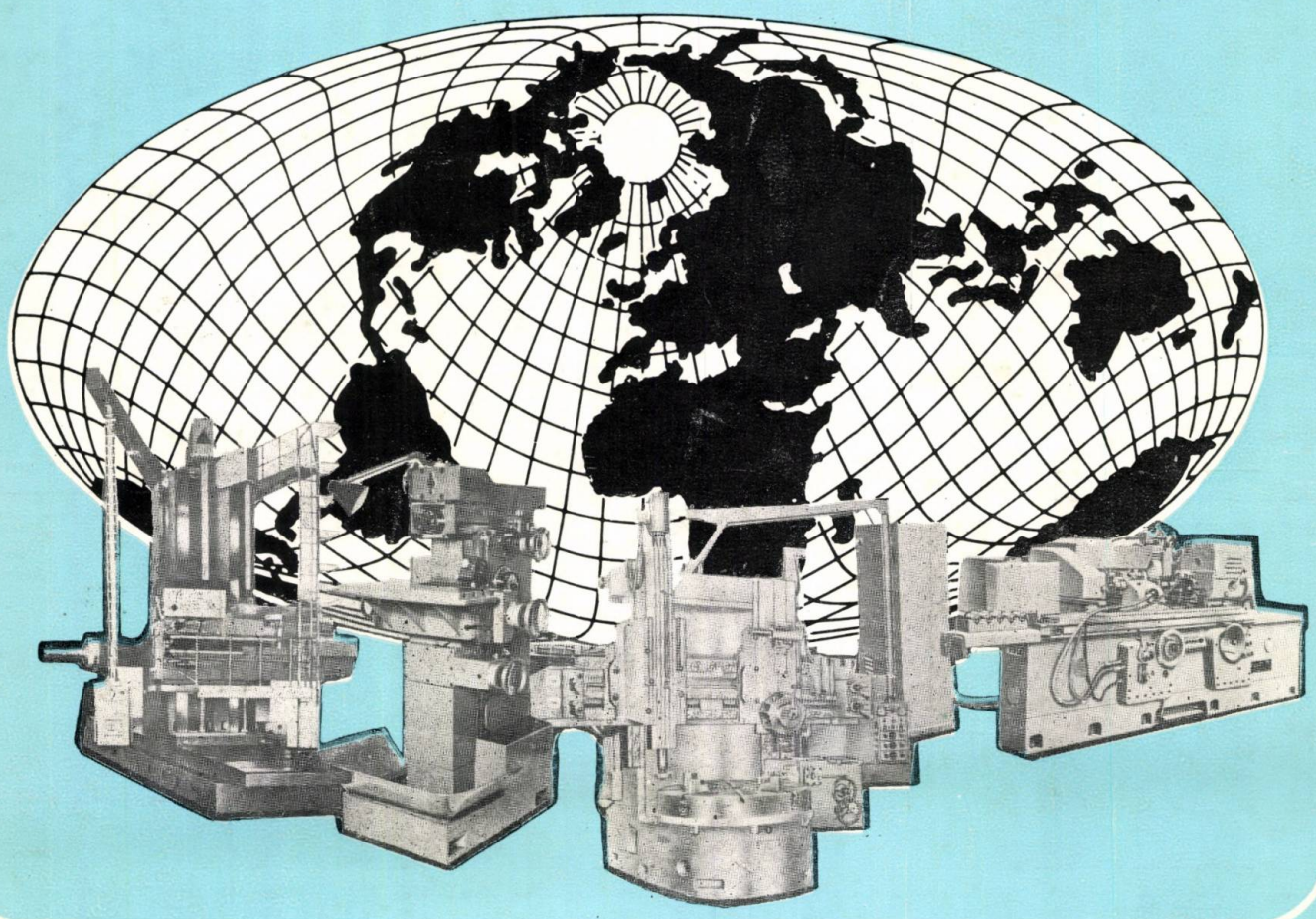
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ ANUL XXXII ■ NOIEMBRIE ■ 1980

MASINEXPORTIMPORT

ISCE „Maşinexportimport"
Bucureşti — ROMANIA
B-dul Republicii nr. 32 ; Sector 3
Telefon : 13.70.80* ; 13.75.96
Telex : 11206 ; 11216
Telegrame — MEXIM — Bucureşti

EXPORTA:

Strunguri universale normale, semigrele şi grele cu diametru de prelucrare de la 320 mm la 2 500 mm cu distanţa între vîrfuri (centre) de la 750 mm la 15 000 mm; strunguri automate monoax 16 — 25 — 42 — 60 mm; strunguri revolver 32 — 50 — 60 — 63 — 80 mm; strunguri carusel cu diametre de prelucrare cuprinse între 1 250 — 16 000 mm; maşini de alezat şi frezat cu diametrul broşei între 85 — 260 mm; freze longitudinale cu portal cu lăţimea mesei între 660 — 3 600 mm; freze universale şi verticale; freze de danturat; freze universale pentru sculărie; maşini de broşat; maşini de rectificat interior şi exterior; maşini de rectificat fără centre; maşini de ascuţit scule; maşini de găurit; maşini de filetat interior; maşini de rabotat cu cursa de 425 la 800 mm; ferăstraie circulare şi alternative de debitat metale; maşini pentru prelucrarea şi finisarea bilelor de rulmenţi; prese pentru îndoit tablă; prese automate înclinabile; maşini pentru roluit tablă; foarfeci de tăiat fier beton; foarfeci pentru tăiat profile; foarfeci ghilotină; ciocane pentru forje; polizoare duble; accesorii pentnu maşini — unelte.



MŰSZAKI KÖNYVTÁR

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR : OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXII, 11 noiembrie, 1980

CUPRINS

PROBLEME DE TRIBOLOGIE ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

1. Angrenaje, lubrifianți

CRUDU, I. M., JÂȘCANU, M., BOLOGA, O., ȘTEFĂNESCU, I. : **Asupra posibilității modelării încercărilor la uzură și a programării pe calculator.** 547

RĂDULESCU, GH., RAȘEEV, M. : **Aspecte tribologice ale contactului dinților roților dințate cilindrice.** 550

PRODAN, GH., POPESCU, I., TUDOR, A. : **Influența lubrifierii asupra ridicării capacității portante a noilor generații de reductoare și motoreductoare.** 556

TUDOR, A : **Comportarea uleiurilor minerale aditivate E.P. la temperaturi ridicate de frecare.** 558

2. Procese de uzură în tehnologie

ENACHE, ST., DORIN, AL., STRĂJESCU, E., TĂNASE, I., MARINESCU, I. : **Determinarea uzurii cuțitelor de strung în cazul strunjirii cu regimuri variabile de așchiere.** 560

CLEJ, N. : **Uzura cilindrilor de laminor.** 563

CONSTANTIN, VIORICA, DRAGOMIR, D. : **Considerații asupra frecării în asamblările cu strîngere, montate hidraulic.** 567

JÂȘCANU, M., VASILCAN, ADELA, JÂȘCANU, ERSZÉBET : **Influența compoziției benzilor elastice de frecare asupra tehnologiei de fabricație.** 573

MARINCAȘ, D. : **Dinamica procesului de variație a parametrilor motorului de autovehicul în funcție de uzura cuplelor „caracteristice".** 575

3. Lagăre

HÂNCU, D., ATANASIU, DRAGA, DISESCU, DAN, MESTEȘ, I : **Contribuții la aplicarea lubrificației hidrostatice la arborii principali ai mașinilor-unelte.** 578

STANCIU, ST. : **Proiectarea ghidajelor hidrostatice deschise.** 583

VOICA, I. : **Comportarea elastohidrodinamică a lagărelor radiale de alunecare cu cuzinet din material plastic.** 595

BERINDEAN, V., DOBRESCU, AL. : **Cercetarea procesului de ungere la temperatură ridicată într-un lagăr cu alunecare solicitat dinamic.** 598

DOBRESCU, AL., CHIȚANU, I., RADU, A., CĂLINA, N. : **Cercetări asupra lagărelor roților de sincronizare de la motoarele diesel 12 LDA 28.** 601

*) Lucrări prezentate în cadrul Conferinței pe țară „TRIBOTEHNICA 1980", Hunedoara, 16—17 mai.

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef : ing. Teodosia Oprescu
Redactor : Șerban Teodorescu
Coordonatori științifici : Prof. dr. doc. șt. Dan Pavelescu, șef lucr. dr. ing. Ștefan Stanciu

SUMARE

CZ : 620.178.1.004.6:681.31

Crudu, I., Jâşcanu, M., Bologa, O., Ştefănescu, I.: **Asupra posibilităţii modelării încercărilor la uzură şi a programării pe calculator.**

Articolul analizează tipurile de tribosisteme frecvent întîlnite în industrie sau laborator, cu precizări privind noţiunea de tribosisteme şi structura lor. Autorii propun folosirea unui tribomodel matematic pentru încercări de laborator, care să prezinte acelaşi indice de intensitate a uzurii (δ) ca şi un tribosistem industrial. Pe baza a două programe scrise în limbaj FORTRAN, se stabileşte corelaţia dintre caracteristicile tribosistemului şi acest indice.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 11, 5 fig., 10 ref.

CZ : 621.833

Rădulescu, Gh., Raşeev, M.: **Aspecte tribologice ale contactului dinţilor roţilor dinţate cilindrice.**

Articolul analizează cauzele care conduc la apariţia fenomenului de oboseală superficială a flancurilor în contact hertzian lubrifiat. Pentru stabilirea modelului fizic şi matematic al fenomenului studiat, trebuie să se ţină seama de următoarele aspecte:

— caracteristicile de material (duritatea, variaţia ei în adîncime, gradul de puritate şi granulaţie, tratamentele termice);

— macro şi microgeometria flancurilor;

— prezenţa uleiului de ungere, cu caracteristicile lui fizice şi chimice.

Constucţia de maşini, 32 (1980), nr. 11, 6 fig., 1 tab., 22 ref.

CZ : 621.89:621.646.3

Prodan, G., Popescu, I., Tudor, A.: **Influenţa lubrifierii asupra ridicării capacităţii protante a noilor generaţii de reductoare şi motoreductoare.**

Creşterea capacităţii portante la presiunea de contact este influenţată — în principal — de vîscozitatea uleiului. Uleiurile aditivate E.P. sînt net superioare celor neaditivate din punct de vedere al grupajului, dar gradul de aditivare nu are efecte sensibile de îmbunătăţire a limitei de uzare prin ciupituri. Pentru viteze periferice v = 20 m/s, se impune alegerea lubrifiantului din considerente de gripaj. Limita maximă de gripaj este condiţionată de asigurarea unui debit minim de ulei, sau a unei adîncimi optime de imersare.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 11, 3 fig., 3 tab., 4 ref.

CZ : 621.891

Tudor, A.: **Comportarea uleiurilor minerale aditivate E.P. la temperaturi ridicate de frecare.**

Alegerea uleiurilor minerale aditivate E.P. pentru curbe hertziene lineare trebuie făcută în funcţie de temperatura de frecare. Pentru temperaturi reduse nu este necesară utilizarea uleiurilor aditivate, deoarece randamentul este mic. La suprasarcini, crescînd temperatura, sînt necesare uleiurile minerale cu o concentraţie de aditivi de 11—12%. Procentul de aditivi are pondere diferită în creşterea temperaturi de gripare (pentru oţeluri diferite), lucru explicabil prin termoenergetic microlocală a contactului real.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 11, 5 fig., 4 ref.

CZ : 620.178.1.004.6:621.91.07:621.91.07

Enache, St., Dorin, A., Străjescu, E., Tănase, I., Marinescu, I.: **Determinarea uzurii cuţitelor de strung în cazul strunjirii cu regimuri variabile de aşchiere.**

La maşinile-unelte cu comandă numerică (CN), parametrii regimului de aşchiere (v, s, t) sînt, de obicei, variabili, ceea ce conduce la uzarea sculei cu intensităţi diferite. Autorii propun un model matematic, verificat experimental, pentru determinarea durabilităţii efective a sculelor folosite pe strungurile cu comandă numerică (CN).

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 11, 1 fig., 1 tab., 2 ref.

CZ : 620.178.1.004.6:621.944

Clej, N.: **Uzura cilindrilor de laminor**

Articolul analizează solicitările (mecanice şi termice) care determină oboseala, şi apoi, fisurarea cilindrilor de laminor, prezentînd cîteva relaţii matematice care descriu fenomenul respectiv. Din punct de vedere tribologic, uzura cilindrilor este influenţată — în primul rînd — de alunecarea laminatului şi de prezenţa straturilor de oxizi de pe cilindri. Experimental, a fost studiată comportarea a trei materiale folosite la construcţia cilindrilor. Insuficienta cunoaştere teoretică a fenomenului de uzură face ca esenţială să fie numai testarea în exploatare a cilindrilor.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 11, 6 fig., 8 ref.

CZ : 621.891:621.757

Constantin, Viorica, Dragomir, D.: **Consideraţii asupra frecării în ansamblările cu strîngere, montate hidraulic.**

Autorii studiază asamblarea cu strîngere pe con, în regim uscat şi lubrifiat, cu considerarea influenţei erorilor de prelucrare asupra parametrilor de montaj. Sînt deduse relaţiile matematice pentru forţa axială iniţială şi finală şi coeficientul de toleranţă a strîngerii. Experimental, se demonstrează dependenţa acestui coeficient de geometria asamblării şi de coeficientul de frecare, uscată sau fluidă.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 11, 10 fig., 1 tab., 9 ref.

CZ : 621.891

Jâşcanu, M., Vasilcan, Adela, Jâşcanu, Erszébet: **Influenţa compoziţei benzilor elastice de frecare asupra tehnologiei de fabricaţie.**

Autorii stabilesc influenţa indicelui tehnologic (i_p — noţiune prezentată în bibliografia citată) asupra tehnologiei de fabricaţie a benzilor elastice de frecare. Experienţele efectuate pe cinci materiale au dus la concluzia că, pentru 0,395 i_p 0,435, aceste materiale prezintă o prelucrabilitate bună, o elasticitate corespunzătoare şi asigură un montaj de calitate.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr 11, 1 fig., 3 tab., 8 ref.

CONTENTS

DC : 620.175.1.004.6:681.31

Crudu, I., Jâşcanu, M., Bologa D., Ştefănescu, I.: **About the possibilities of modelling wearing tests and of their programming for computer.**

The paper analyzes types of tribosystems, frequently occurring in industry or labs, with clarifications concerning the notion of tribosystems and their structure. The authors suggest to use a mathematical tribomodel for lab-tests, presenting the same wearing intensity ratio (δ) as an industrial tribosystem. With two programmes written in FORTRAN the correlation is established between the features of the tribosystem and this ratio.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 11, 5 figs., 10 refs.

DC : 621.833

Rădulescu, Gh., Razeev, M.: **Tribological aspects of the distorsion of cylindrical — gear teeth.**

The paper analyzes the causes resulting in appearance of the phenomenon of surface wearing in the flanks in lubricated hertzian contact. In order to establish the physical and mathematical model of the phenomenon studied, the following aspects are to be considered:

— material features (hardness, its variation in depth, purity degree and graininess, heat treatments);
— macro and microgeometry of flanks;
— presence of grease oil, with its phisical and chemical features.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 6 figs., 1 tab., 22 refs.

DC : 621.89.:621.646.3

Prodan Gh, Popescu, I., Tudor, A.: **Lubrication influence on increasing the bearing force of the new gears and motogears generations.**

Bearing force increase at contact pressure is — mainly — influenced by oil viscosity. The E.P. additivated oils are clearly superior in relation to the non-additivated ones from the point of view of freezing, but the additivation ratio has no sensible improving effects on the wearing limit by pitting. For peripherical speeds $v \geqslant 20$ m/s, lubricant is to be chosen considering freezing. The maximal freezing limit is pending on ensuring a minimal oil flow or an optimal immersion depth.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 3 figs., 3 tabs., 4 refs.

DC : 621.891

Tudor, A.: **Behaviour of additivated E.P. mineral oils at high friction temperatures.**

Choice of additivated E.P. mineral oils for linear hertzian couples is to be effected in function of friction temperature. For low temperatures is not necessary to use additivated oils as efficiency is small. At excessive loads, as temperature raises, mineral oils are needed, with additives concentration of 11—12%. The additives percentage has different weight in the increase of freezing temperature (for different steelmarks); this may be easily explained through the microlocal thermal energetics of the actual contact.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 5 figs., 4 refs.

DC : 620.178.1.604.6:621.91.07

Enache, St., Dorin, A., Străjescu, E., Tănase, I., Marinescu, I.: **Determining turning knife wearing in turning in variable cutting conditions.**

At machine-tools with numerical control (NC), the parameters of cutting conditions (s, t, t) are usually variable, leading to tool-wearing with different intensities. The authors suggest a mathematical model, experimentally verified, to determine the effective hardness of the tools used on turning lathes with numerical control (NC).

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 1 fig., 1 tab., 2 refs.

DC : 620.112.1.557.6:321.377

Clej, N..: **Rolls wearing.**

The paper analyzes the (mechanical and thermal) strains, resulting in fatique and afterwards in fissuring of rools, presenting some mathematical relations describing the respective phenomenon. From tribological point of view, roll — wearing is firstly influenced — by rolled steel sliding and by the presence of oxyd layers on the rolls. Experimentally, behaviour of three materials used to roll-manufacturing was studied. The insufficient theoretical knowledge on the wearing phenomenon makes that essential should only be but roll testing in operation.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 6 figs., 8 refs.

DC : 621.891;621.757

Constantin, Viorica, Dragomir, D.: **Considerations on the friction in hydraulically mounted binded assemblies.**

The authors study the assembling with binding on cone, in dry and lubricated conditions, considering the influence of processing errors on mounting parameters. Mathematical relations are deducted for original and final axial force and the rate of binding tolerance. Experimentally, the dependence of this rate on assembly geometry and on dry or fluid friction ratio is demonstrated.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 10 figs., 1 tab., 9 refs.

DC : 621.891

Jâşcanu, M., Vasilcan, Adela, Jâşcanu, Erzsébet: **The influence of the composition of elastical friction tapes on the manufacturing technology.**

The authors establish the influence of the technological ratio (i_p-notion presented in the bibliography quoted) on the manufacturing technology of elastical friction tapes. The experiences effected on five materials led to the conclusion, that for $0{,}395 < i_p < 0{,}435$ these materials present good processing ability, corresponding elasticity and ensure high quality mounting.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 1 fig., 3 tabs., 8 refs.

DC : 621.431.72:620.178.1.004.6

Marincaş, D.: **Dynamics of the variation process of vehicle engine pending on the wearing of featuring couples.**

The paper analyzes some aspects of the dependence of working performances of i. c. e. on the absolute value of the wearing of „composing featuring pieces", using a number of statistical results of their own and extracted from literature. The correlation is studied among the effective power, effective moment, specifical consumption and effective size of absolute wearing of camshaft, cylinder jacket, admission valve and compression segment, establishing analytical expressions of general character.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 2 figs., 1 tab., 4 refs.

SOMMAIRE

CD : 620.178.1.004.6; 681.31

Crudu, I., Jâşcanu, M., Bologa, O., Ştefănescu, I.: **Sur la possibilité de modéler les essais à l'usure et la programmation du calculateur.**

L'article analyse les types de tribosystèmes fréquent recontrés dans l'industrie ou le laboratoire, en faisant des précisions sur la notion de tribosystèmes et leur structure. Les auteurs proposent l'utilisation d'un tribomodèle mathématique pour des essais de laboratoire, qui présente le même indice d'intensité de l'usure (δ qu'un tribosystème industriel. En utilisant deux programmes écrits en limbage FORTRAN, on établit la corrélation entre les caractéristiques du tribosystème et cet indice-ci.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 5 fig., 10 ref.

CD : 621.833

Rădulescu, Gh., Raşeev, M.: **Aspects triboloques du contact entre les dents des roues dent es cylindriques.**

L'article analyse les causes qui conduisent à l'apparition du phénomène de fatique superficielle des flancs en contact hertzien lubrifié. Pour établir le modèle phisique et mathématique du phénoméne étudie, il faut tenir compte des aspects suivants :

— les caractéristiques du matériau (dureté, sa variation en profondeur, degré de pureté et de granulation, traitements thermiques) ;

— la macro et la micro-géométrie des flancs ;

— la présence de l'huile de graissage avec ses caractéristiques phisiques et thermiques.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 6 fig., 1 tab., 22 ref.

CD : 621.:89; 621.646.3

Prodan, G., Popescu, I., Tudor, A.: **L'influence de la lubrification sur l'augmentation de la capacité portante des nouvelles génerations de réducteurs et motoréducteurs.**

La croissance de la capacité portante à la pression de contact est influencée — principalement — par la viscosité de l'huile. Les huiles avec additif E.P. sont nettement supérieurs à ceux sans additif de point de vue du grippage, mais le degré de la quantité d'additif n'a pas des effets sensibles d'amélioration de la limite d'usure par pitting. Pour des vitesses secondaires, $v \geqslant 20$ m/s, il faut choisir le lubrifiant compte tenue du grippage. La limite maximale de grippage est conditionnée par un débit minimal d'huile ou par une profondeur optimale d'émersion.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 3 fig., 3 tab., 4 ref.

CD : 621.891

Tudor, A.: **Le comportement des huiles minéraux avec additif E P. à des températures élevées de frottement.**

Le choix des huiles minéraux avec additif E.P. pour des couples hertziens linéaires doit être fait fonction de la température de frottement. Pour des températures réduites, il n'est pas nécessaire d'utiliser des huiles avec additif puisque le rendement est réduit. A des surcharges, en faisant augmenter la température, il faut utiliser des huiles minéraux avec une concentration d'additifs de 11—12%. Le pourcentage d'additifs a une importance différente dans le croissance de la température de grippage (pour des aciers différents), chose explicable par la thermo-énergétique microlocale du contact réel.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 5 fig., 4 ref.

CD : 178.1.604.6:621.91.07:621.91.07

Enache, St., Dorin, A., Străjescu, E., Tănase, I., Marinescu, I.: **La détermination de l'usure des outils de tour au cas du tournage à règimes variables de ciselaje.**

Aux machines-outils à commande numérique (CN), les paramètres du régime de coupe (v, s, t) sont habituellement variables, ce qui conduit à l'usure de l'outil avec des intensités différentes. Les auteurs proposent un modèle mathématique, vérifié par voie expérimentale, pour déterminer la durabilité effective des outils utilisés aux tours à commande numérique (CN).

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 1 fig., 1 tab., 2 ref.

CD : 620.112.1.004.6:621.977

Clej, N.: **L'usure des cylindre de laminoir.**

L'article analyse les sollicitations (mécaniques et thermiques) qui déterminent la fatique et puis la fissure des cylindres de laminoir, en présentant quelques relations. Au point de vue tribologique, l'usure des cylindres est influencée — premiérement — par le glissement du produit laminé et par la présence des couches d'oxydes sur les cylindres. On a étudié, par voie expérimentale, le comportement de trois matériaux utilisés dans la construction des cylindres. La connaissance théorique insuffisante du phénoméne d'usure détermine l'importance toute particulière de l'essai en exploitation des cylindres.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 6 fig., 8 ref.

CD : 621.891:621.737

Constantin, Viorica, Dragomir, D.: **Considérations sur le frottement dans les assemblages avec serrage, montés hydrauliquement.**

Les auteurs étudient l'assemblaje avec serrage conique, en régime sec et lubrifié, en tenant compte de l'influence des erreurs d'usinage sur les paramètres de montaje. On déduit les relations mathématiques pour la force axiale initiale et finale et le coefficient de tolérance du serraje. On démontre, par voie expérimentale, la dépendance de ce coefficient de la géometrie de l'assemblaje et du coefficient de frottement, sec ou fluide.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 10 fig., 1 tab., 9 ref.

CD : 621.891

Jâşcanu, M., Vasilcan, Adela, Jâşcanu Erszébet: **L'influence de la composition des bandes élastiques de frottement sur la technologie de fabrication.**

Les auteurs établissent l'influence de l'indice technologique (i_p notion présentée dans la bibliographie mentionnée) sur le technologie de fabrication des bandes élastiques de frottement. Les expériences faites sur cinq matériaux ont conduit à la conclusion que, pour $0{,}395 < i_p < 0{,}435$, ces matériaux présentent un bon usinage, une élasticité correspondante et assurent un montage de qualité.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 1 fig., 3 tab., 8 ref.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 620.175.1.084.6:681.31

Crudu, I., Jâşcanu, M., Bologa, D., Ştefănescu, I.: **Über Modellierungsmöglichkeiten von Verschleissversuchen und deren Programmierung auf Rechner.**

Die Arbeit analysiert die in Industrie und Laboratorien oft vorkommenden Tribosysteme, mit Erläuterungen über der Notion von Tribosystem und dessen Aufbau. Die Verfasser schlagen den Einsatz eines mathematischen Tribomodells vor, für Laborversuche, das dieselbe Messz'ffer der Verschleissintensität (δ) wie ein Betriebstribosystem aufweist. Aufgrund von zwei in FORTRAN — sprache geschriebenen Programmen, stellt man die Korrelation zwischen den Kennziffern des Tribosystems und diesen Messziffer fest.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 5 Abb., 10 Bezüge

DK : 621.833

Rădulescu, Gh., Raşeev, M.: **Tribologische Aspekte des Zähnekontakts der zylindrischen Zahnräder.**

Der Artikel analysiert die Ursachen, die zur Erscheinungen von Oberflächenermüdung der Flanken im hertzischen geschmierten Kontakt führen. Um ein physiches und mathematisches Modell der untersuchten Erscheinung festzustellen, sind folgende Aspekte in Betracht zu nehmen :

— Materialkennziffer (Härte, ihre Anderungen in Tiefe, Re'nheitsgrad und Körnigkeit, Wärmebehandlungen) ;

— Makro- und Mikrogeometrie der Flanken ;

— Anwesenheit von Schmieröl, mit dessen physischen und chemischen Kennziffern.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 6 Abb., 1 Tab., 22 Bez.

DK : 621.89 ; 621.646.3

Prodan, G., Popescu, I., Tudor, A.: **Einfluss des Schmierens auf die Erhöhung der Tragfähigkeit der neuen Generation von Getrieben und Motorgetrieben.**

Tragfähigkeitszuwachs beim Kontaktdruck ist hauptsächlich von Ölviskosität beeinflusst. Die additivierten E.P. — Öle s'nd net höherer Qualität als die nicht additivierten vom Aussichtspunkt des Festfahrens, aber der Additivierungsgrad wirkt nicht fühlbar auf die Verbesserung der Zwickungsverschleissgrenze aus Für Peripheriegeschwindigkeiten $v \geqslant 20$ m/s, ist der Auswahl des Schmiermittels unter Betracht des Festfahrens vorzunehmen. Die höchste Festfahrungsgrenze ist von der Versicherung eines minimalen Öldurchflusses oder einer optimalen Senkungstiefe bedingt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 3 Abb., 3 Tab., 4 Bez.

DK : 620.178.1.604.6:621.91.07

Enache, Şt., Dorin, A., Străjescu, E., Tănase, I., Marinescu, I.: **Verschleissermittlung von Drehmeissel bei Drehen in veränderlichen Spannabhebungsbetrieben.**

Bei Werkzeugmaschinen mit numerischer Steuerung (NS), sind die Spannabhebungsparameter des Betriebes (G, S, T) gewöhnlicherweise veränderlich, das zur Werkzeugverschleiss verschiedener Intensität leitet. Die Verfasser schlagen ein experimentell bestätigtes mathematisches Modell vor, um die effektive Härte der bei numerisch gesteuerten (NS) Drehbänken eingesetzten Werkzeuge zu ermitteln.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 1 Abb., 1 Tab., 2 Bez.

DK : 621.891

Tudor, A.: **Verhalten der additivierten E.P. Mineralöle bei hochen Reibungstemperaturen.**

Auswahl von additivierten E.P. Mineralöle für hertzische Linearkupplungen ist in Funktion von Reibungstemperatur vorzunehmen. Für geringe Temperaturen ist Einsatz von additivierten Ölen nicht notwending, da die Leistung gering ist. Bei Überlastungen, da die Temperatur steigt, sind Mineralöle mit Additivenkonzentration von 11—12% notwending. Der Additivenperzent hat verschiedenen Anteil im Aufstieg der Festfahrentemperatur (für verschiedenen Stähle), das durch die mikrolokalen Thermoenergetik des wirklichen Kontakts erklärbar ist.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 5 Abb., 4 Bez.

DK : 620.112.1.976:621.977

Clej, N.: **Walzenverschleiss.**

Die Arbeit analysiert die (mechanischen und thermischen) Forderungen, die Walzenermüdigung und weiterhin — risse veranlassen, indem sie einige mathematischen Verhältnisse angibt, die die betreffenden Erscheinung beschreiben. Von tribologischem Gesichtspunkt aus, wird der Walzeverschleiss erstmässig von Walzgutgleitung und Anwesendheit von Oxydenschichten auf der Walze beeinflusst. Experimentell wurde das Verhalten von drei im Walzebau eingesetzten Werkstoffen geprüft. Ungenügende theoretischen Kenntnisse über Verschleisserscheinung verursacht, dass nur Betriebsversuche der Walze wesentlich seien.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 6 Abb., 8 Bez.

DK : 621.891:621.757

Constantin, Viorica, Dragomir, D.: **Betrachtungen über Reibung in hydraulisch montierten Zusammenstellungen mit Klemmung.**

Die Verfasser studieren die Zusammenstellung auf Klemmkegel im trockenen und geschmierten Betrieb, mit Betrachtung des Einflusses der Bearbeitungsfehler auf die Montierungsparameter. Man leitet mathematische Relationen für axiale Anfangs- und Endkraft und Klemmungstoleranzziffer ab. Experimentell wird die Abhängigkeit dieser Ziffer von des Zusammenstellungsgeometrie und trockenen oder fliessenden Reibungsziffer beweist.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 10 Abb., 1 Tab., 9 Bez.

DK : 621.431.73:620.178.1.004.6

Marincaş, D.: **Dynamik des Veränderungsvorgangs der Parameter des Kraftwagenmotors in Funktion von Verschleiss der charakteristischen Kupplungen.**

Die Arbeit analysiert manche Abhangsaspekte der Arbeitsle'stung der M.m.i.B. vom Absolutwert des Verschleisses der „charakteristischen Bestandteile", indem man eine Reihe von eigenen und aus Literatur entzogenen statistischen Ergebnissen einsetzt. Man studiert die Korrelation zwischen der Effektivleistung und -grösse des Absolutverschleisses der Daumenwellen des Kolbenrohrs, Admiss'onsventils und Kompressionskolbenrings und setzt analytische Ausdrücke altgemeiner Charakter fest.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 2 Abb., 1 Tab., 4 Bez.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 620.178.1.004 : 681.31

Круду И., Жышкану М., Болога А., Штефэнеску И. : **О возможности моделирования испытаний на износ и программирования на вычислительной машине.**

Статья анализирует типы часто встречаемых в промышленности или в лаборатории трибосистем, с уточнениями для понятия «трибосистемы и их структура». Авторы предлагают применение математической трибомодели для лабораторных испытаний, имеюих тот же показатель степени износа (δ) как и промышленная трибосистема. На основе двух программ, написанных на языке ФОРТРАН, определяется соотношение между характеристиками трибосистемы и этим показателем.

„Construcţia de maşini", 22 (1980),
н. 11, 5 рис., 10 лит.

ДК : 621.833

Рэдулеску Г., Рашеев М. : **Трибологические аспекты контакта зубов цилиндрических шестерней.**

Статья анализирует причины, вызывающие явление поверхностной усталости граней в герцсмазывающем контакте. Для определения физической и математической модели изучаемого явления, необходимо учесть следующие аспекты :

— характеристики материала (твердость, ее вариация в глубине, степень чистоты и грануляции, термические обработки) ;

— макро- и микрогеометрия граней ;

— наличие смазывающего масла, с его физическими и химическими характеристиками.

„Construcţia de maşini", 22 (1980),
н. 11, 6 рис., 1 таб., 22 лит.

ДК : 621.89 : 621.646.3

Продан Г., Попеску И., Тудор А. : **Влияние смазывания на повышение несущей способности новых поколений редукторов и моторедукторов.**

На повышение несущей способности при контактном напряжении в основном повлияет вязкость масла. Аддитивные масла Е. Р. являются значительно лучшими чем неадитивные масла с точки зрения заедания, однако степень аддитивности не оказывает существенное влияние на улучшение предела износа щипками. Для периферийных скоростей с $\geqslant$ 20 м/с требуется выбора смазывающего вещества во избежание возможного заедания. Максимальный предел заедания обусловлен обеспечением минимального расхода масла или оптимальной иммерсии.

„Construcţia de maşini", 22 (1980),
н. 11. 3 рис., 3 таб. 4 лит

ДК : 620.178.1.004.6 : 621.91.07 : 621.91.07

Енаке Шт., Дорин А., Стрэжеску Е., Тэнасе И., Маринеску И. : **Определение износа токарных резцов при обтачивании в переменных режимах резания.**

В случае станков с числовым управлением (ЧУ), параметры режима резания (скорость, опережение зажигания-подача, в) обычно являются переменными, что вызывает разные степени износа инструмента. Авторы предлагают опытно проверенную математическую модель для определения эффективной выносливости инструментов, использованных на станках с числовым управлением (ЧУ).

„Construcţia de maşini", 22 (1980),
н. 11, 1 рис., 1 таб., 2 лит.

ДК : 621.891

Тудор А. : **Поведение минеральных аддитивных масел Е.Р. при высоких температурах трения.**

Выбор минеральных аддитивных масел Е.Р. для линейных герцсцепок необходимо провести в зависимости от температуры трения. Для низких температур не является необходимым использование аддитивных масел, поскольку выход (коэффициент полезного действия) является незначительным. При перегрузках, температура повышаясь, необходимо использовать минеральные масла с концентрацией аддитивов в 11—12%. Процент аддитивов занимает разную долю в повышении температуры заедания (для отдельных типов сталей), что объясняется микроместной термоэнергетикой реального контракта.

„Construcţia de maşini", 22 (1980),
н. 11, 5 рис., 4 лит.

ДК : 620.178.1.004.6

Клеж Н. : **Износ цилиндров прокатного стана.**

Статья анализирует нагрузки (механические и термические), вызывающие усталость, а потом растрескивание цилиндров прокатных станов, представляя несколько математических соотношений, описывающих данное явление. С трибологической точки зрения, на износ цилиндров повлияет — в первую очередь — скольжение проката и наличие окисловых слоев с цилиндров. Экспериментально было также проведено исследование поведения трех материалов, использованных при строительстве цилиндров. Поэтому, из-за недостаточного теоретического изучения явления износа, существенным является только эксплуатационное испытание цилиндров.

„Construcţia de maşini", 22 (1980),
н. 11, 6 рис., 8 лит.

ДК : 621.891 : 621.757

Константин В., Драгомир Д. : **Соображения о трении при сборках со стягиванием, гидравлического монтирования.**

Авторы изучают сборку с конусным стягиванием, оценивая влияние ошибок переработки на параметры монтирования. В статье определяются математические соотношения для исходной и конечной осевой силы, а также коэффициент допуска зажимания. Экспериментально демонстрируется зависимость этого коэффициента от геометрии сборки и от коэффициента сухого или жидкостного трения.

„Construcţia de maşini", 22 (1980),
н. 11, 10 рис., 1 таб., 9 лит.

CZ : 621.431.73:620.178.1.004.6

Marincaș, D.: **Dinamica procesului de variație a parametrilor motorului de autovehicul în funcție de uzura cuplelor caracteristice.**

Articolul analizează unele aspecte ale dependenței performanțelor de lucru ale m.a.i. de valoarea absolută a uzurii „pieselor componente caracteristice", utilizînd o serie de rezultate statistice proprii și din literatură. Se studiază corelațiile dintre puterea efectivă, momentul efectiv, consumul specific, și mărimea efectivă a uzurii absolute a axului cu came, cămășii de cilindru, supapei de admisie și segmentului de compresie stabilindu-se expresii analitice cu caracter de generalitate.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 11, 2 fig., 1 tab., 4 ref.

CZ : 621.891:621.9:621.82

Hâncu, D., Atanasiu, Draga, Disescu, D., Mesteș, T.: **Contribuții la aplicarea lubrificației hidrostatice la arborii principali ai mașinilor-unelte.**

Pe baza experienței acumulate de colectivul de autori, sînt propuse două soluții constructive pentru necesitățile de lăgăruire a arborilor principali: broșe hidrostatice și lagăre hidrostatice tipizate. Articolul descrie variantele constructive și performanțele obținute la prelucrarea cu mașini-unelte prevăzute cu aceste tipuri de lagăre.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 11, 9 fig., 7 ref.

CZ : 621.89

Stanciu, Șt.: **Proiectarea ghidajelor hidrostatice deschise.**

Articolul prezintă, unitar, calculul diferitelor reazeme hidrostatice pentru diverse soluții constructive. Pe baza unor programe de calcul, au fost trasate diagrame care permit calculul coeficienților de portanță, debit de scăpări, putere pierdută prin frecare și rigiditate. Stabilind un criteriu de optimizare a geometriei reazemului, se calculează parametrii dimensionali pentru toate variantele constructive, din compararea cărora rezultă soluția optimă.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 11, 28 fig., 5 tab., 3 ref.

CZ : 621.82

Voica, I.: **Comportarea elastohidrodinamică a lagărelor radiale de alunecare cu cuzinet din material plastic.**

După un studiu teoretic al lubrificației hidrodinamice în cazul lagărelor cu cuzinet din poliamidă, articolul descrie standul de probe, metodologia de încercare și rezultatele experimentale care confirmă valabilitatea relației analitice pentru calculul deformațiilor elastice locale a cuzinetului din material plastic. Diagramele reprezintă distribuția de temperatură și de presiune în filmul portant.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 11, 13 fig., 2 ref.

CZ : 621.82:621.89

Berindean, V., Dobrescu, A.: **Cercetarea procesului de ungere la temperatură ridicată într-un lagăr cu alunecare solicitat dinamic.**

Studiul analitic și experimental, referitor la cuzineți trimetalici, la o temperatură de lucru de 85°C, respectiv 130°C, a condus la concluziile:

— siguranța în funcționare a lagărului cercetat, la 130°C, cu ulei M 30 S 2, bine filtrat, este mai mică decît temperatura normală (85°C);

— limitarea vitezei de creștere a temperaturii cuzinetului (pentru a preveni gripajul) este mai eficace decît limitarea temperaturii maxime de lucru a cuzinetului;

— funcționarea lagărului la temperaturi mari este mai economică, deoarece pierderile prin frecare sînt mai mici;

— rezultatele, cu unele rezerve, pot fi aplicate și la lagărele de sprijin ale arborelui cotit de la motoarele diesel LDA 28.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 11, 5 fig., 4 ref.

CZ : 621.82:621.436

Dobrescu, A., Chițanu, I., Radu, A., Călina, N.: **Cercetări asupra lagărelor roților de sincronizare de la motoarele diesel 12 LDA 28.**

Studiul analitic al forțelor care acționează asupra roților de sincronizare a demonstrat că solicitările lagărelor roților inferioare sînt sensibil mai mici decît ale lagărelor de sprijin ale arborelui cotit, ceea ce denotă că griparea cuzineților nu se datorează unor erori de proiectare. Cercetarea experimentală a condus la concluzia că fenomenul de gripare se datorează unor greșeli de execuție, montaj, sau întreținere.

Construcția de mașini, 32 (1980), nr. 11, 3 fig., 1 tab., 3 ref.

DC : 621.891.:621.9:621.82

Hâncu, D., Atanasiu, Draga, Disescu, D., Mesteș, I.: **Contributions to the application of hydrostatical lubrication to the main shafts of machine — tools.**

Starting from the experience accumulated by the authors' team, two building solutions are suggested for the needs of equipping main shafts with bearings: hydrostatic broaches and hydrostatic typified bearings. The paper describes the building alternatives and the performances obtained in processing with machine-tools equipped with this type of bearings.

Construcția de mașini, 32 (1980), No. 11, 9 figs., 7 refs.

DC : 621.59

Stanciu, Șt.: **Designing open hydrostatic slides.**

The paper unitarily presents computing of different hydrostatic bearings for various building solutions. With computing programmes, some diagrams have been traced, allowing to calculate bearing ratios, leakage flow, power losses through friction and rigidity. Establishing an optimizing criterion of bearing geometry, dimensional parameters are calculated for all building alternatives, the optimal solution resulting from their comparison.

Construcția de mașini, 32 (1980), No. 11, 28 figs., 5 tabs., 3 refs.

DS : 621.82

Voica, I.: **Elastohydrodynamic behaviour of radial bearings with plastics bushes.**

After a theoretical study of hydrodynamic lubrication in the case of bearings with polyamide bushes, the paper describes test-bench, testing methodology and experimental results confirming the validity of the analytical relation for computing local elastical deformations of the plastics-bush. The diagrams represent temperature and pressure distribution in the bearing film.

Construcția de mașini, 32 (1980), No. 11, 13 figs., 2 refs.

DC : 621.82:621.89

Berindean V., Dobrescu, A.: **Research on the greasing process at high temperature in a dynamically strained bearing.**

The analytical and experimental study, concerning trimetalic bushes at working temperature of 85°C, respectively 130°C led to the conclusions:

— the operating reliability of the bush investigated at 130°C with well filtered M 30 S 2 oil is less than at normal temperature (85°C);

— limitting temperature-increase-speed of bush (to prevent freezing) is more efficient than limitting maximal working temperature of that;

— bearing running at high temperatures is more economical, as friction losses are smaller;

— with certain reserves, the results may be applied to the crank-shaft-bearings of LDA 28 Diesel motors.

Construcția de mașini, 32 (1980), No. 11, 5 figs., 4 refs.

DC : 621.82;621.436

Dobrescu, A., Chiţaru, I., Radu, A., Călina, N.: **Researches on the bearings of synchronizing wheels of 12 LDA 28 Diesel motors.**

The analytical study of the forces acting on synchronizing wheels demonstrated, that the bearing strains of the lower wheels are sensibly less than that of crankshaft bearings, showing that bush — freezing is not due to a design — error. Experimental research led to the conclusion, that freezing phenomenon is due to some errors in execution, mounting or maintenance.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 3 figs., 1 tab., 3 refs.

CD : 621.431.78:620.178.1.004.6

Marincaş, D.: **La dynamique du processus de variation des paramètres du moteur du vehicule automobile en fonction de l'usure des couplages des pièces caractéristiques.**

L'article analyse certains aspects de la dépendance des performances de travail du moteur à combustion interne de valeur absolue de l'usure „des pièces composantes caractéristiques", en utilisant des résultats statistiques propres et de la littérature de spécialité. On étudie les corrélations entre le pouvoir effective, le moment effectif, la consommation spécifique et la grandeur effective de l'usure absolue de l'axe à came, de la chemise du cylindre, de la soupape d'admission et du segment de compression, en établissant des expressions analytiques à caractère de généralité.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 2 fig., 1 tab., 4 ref.

CD : 621.891.1.621.9.1.621.82

Hâncu, D., Atanasiu, Draga, Disescu, D., Mesteş, T.: **Contributions à l'appliquation de la lubrification hydrostatique aux arbres principaux des machines-outils.**

En partant de l'expérience acquise par le collectif d'auteurs, on propose deux solutions constructives pour les nécessités de dotation des arbres principaux : broches hydrostatiques et paliers hydrostatiques standardisés. L'article présente les variantes constructives et les performances obtenues à l'usinage avec des machines-outils qui sont datées avec ces types de paliers.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 9 fig., 7 ref.

CD : 621.89

Stanciu, Şt.: **La projection des guidages hydrostatiques ouverts.**

L'article présente, unitairement, le calcul de divers supports hydrostatiques pour de divers solutions constructives. Conformément à certains programmes de calcul, on a tracé des diagrammes qui permettent le calcul des coefficients de portance, du débit d'échappements, du pouvoir perdu par frottment et rigidité. En établissant un critère d'optimisation de la géométrie du support, on fait le calcul des paramètres dimensionnels (pour toutes les variantes constructives), dont la comparaison donne la solution optimale.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 28 fig., 5 tab., 3 ref.

CD : 621.82

Voica, I.: **Le comportement élastique-hydrodynamique des paliers radiaux de glissage avec coussinet én matériaux plastiques.**

Après une étude théorique de la lubrification hydrodynamique au cas des paliers avec coussinet en polyamide, l'article décrit le stand d'essais, la méthodologie d'essai et les résultats expérimentaux qui confirment le caractère valable de la relation analytique pour le calcul des déformations élastiques locales du coussinet en matériaux plastiques. Les diagrammes représentent la répartition de température et de pression dans la pellicule portante.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 13 fig., 2 ref.

CD : 621.82:621.89

Berindean, V., Dobrescu, A.: **La recherche du processus de graissage à température élevée dans un palier á glissement sollicité dynamiquement.**

L'étude analytique et expérimentale, relatif aux coussinets trimétalliques à une température de travail de 85°C, respectivement 130°C, a conduit aux conclusions :

— la sûreté en fonctionnement du palier étudié à 130°C, avec de l'huile M 30 S 2, bien filtré, est moindre que la température normale (85°C) ;

— la limitation de la vitesse d'augmentation de la température du coussinet (pour prévenir le grippage) est plus efficace que la limitation de la température maximale de travail du coussinet ;

— le fonctionnement du palier à de hautes températures est plus économique, parce que les pertes par frottement sont moindres ;

— les résultats, avec certaines reserves, peuvent être appliqués aux paliers d'appui du vilebrequin des moteurs diesel LDA 28.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 5 fig., 4 ref.

CD : 621.82:621.436

Dobrescu, A., Chiţanu, I., Radu, A., Călina, N.: **Recherches sur les paliers des roues de sychronisation des moteurs diesel 12 LDA 28.**

L'étude analytique des forces qui actionnent sur les roues de sychronisation a démontré que les sollicitations des paliers des roues inférieures sont sensiblement moindres que celles des paliers d'appui du vilebrequin, ce qui démontre que le grippage des coussinets n'est pas dû à des erreurs de projection. La recherche expérimentale a conduit à la conclusion que le phénoméne de grippage est dû à des erreurs d'exécution, de montage ou d'entretien.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 11, 3 fig., 1 tab., 3 ref.

DK : 621.891

Jâşcanu, M., Vasilean, Adela, Jâşcanu, Erzsébet : **Einfluss der Zusammensetzung des elastischen Reibungsbandes auf die Herstellungstechno'ogie.**

Die Verfasser stellen den Einfluss des technologischen Messziffers (i_p — in der zitierten Bibliographie angegebene Notion) auf die Herstellungstechnologie der elastischen Reibungsbände fest. Die auf fünf Werkstoffen vorgenommenen Versuche führten zu die Schlussfolgerung, das für $0{,}395 < i_p < 0{,}435$ diese Werkstoffe eine gute Bearbeitungsfähigkeit, eine entsprechende Elastizität aufweisen und e'ne hochwertige Montierung sicheren.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 1 Abb., 3 Tab., 8 Bez.

DK : 621.59

Stanciu, Şt.: **Entwurf offener hydrostatischer Führungen.**

Die Arbeit beschreibt einheitlich die Berechnung verschiedener hydrostatischer Stützen für verschiedene Baulösungen. Aufgrund einiger Rechenprogramme, hat man Diagramme trassiert, die die Berechnung von Tragziffern, Strömungsausflüssen Kraftverlust durch Reibung und Starrheit, ermöglichen. Indem man ein Optimisationskriterion der Stützengeometrie festlegt, berechnet man Abmessungsparameter für alle Bauvarianten, von deren Vergleich sich die optimale Lösung ergibt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 28 Abb., 5 Tab., 3 Bez.

DK : 621.891:621.3:621.82

Hâncu, D., Atanasiu, Draga, Disescu, D., Mesteş, T.: **Beiträge zum Einsatz von hydrostatischer Schmierung bei den Hauptwellen von Werkzeugmaschinen.**

Aufgrund der Erfahrungen des Authorenkollektivs, schlägt man zwei Baulösungen für die Erforderungen der Lagerung der Hauptwellen vor: hydrostatische Räumdörne und typisierte hydrostatische Lager. Die Arbeit beschreibt die bei Bearbeitung mit, mit diesen Lagertypen ausgestatteten Werkzeugmaschinen erhaltenen Baulösungen und Leistungen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 9 Abb., 7 Bez.

DK : 621.82

Voica, I.: **Elastohydrodynamisches Verhalten der Radialgleitlager mit Lagerschale aus plastischen Werkstoffe.**

Nach einem theoretischen Studium der hydrodynamischen Schmierung im Falle der Lager mit Polyamidschale beschreibt der Artikel Probestand, Versuchsmethodologie und — ergebnisse, die die Gültigkeit der analytischen Relation bestätigen für die Berechnung lokaler elastischer Deformierungen der Schale aus plastischem Werkstoff. Die Diagramme zeigen Temperatur- und Druckdistribution im Tragfilm.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 13 Abb., 2 Bez.

DK : 621.82:621.89

Berindean, V., Dobrescu, A.: **Untersuchung des Schmiervorgangs bei Hochtemperatur in einer dynamisch geforderten Gleitlager.**

Das analytische und experimentelle Studium über dreimetallischen Lagerschäle bei einer Arbeitstemperatur von 85°C, beziehungsweise 130°C hat zu folgenden Schlussfolgerungen geführt:

— die Betriebssicherbeit der untersuchten Lagerschale bei 130°C, mit gut gefiltertem M 30 S 2 Öl ist geringer als bei normaler Temperatur (85°C);

— Geschwindigkeitsbegrenzung des Temperaturanstiegs in der Lagerschale (um Festfahren zu vermeiden) ist wirksamer als Begrenzung der maximalen Betriebstemperatur der Lagerschale;

Lagerbetrieb bei Hochtemperatur ist wirtschaftlicher, da Reibungsverluste geringer sind;

— mit einigen Rückhaltungen, kann man die Ergebnisse auch zu den Stützlager der gekröpften Welle von LDA 28 Dieselmotoren einsetzen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 5 Abb., 4 Bez.

DK : 621.82:621.436

Dobrescu, A., Chiţanu, I., Radu, A., Călina, N.: **Forschungen über den Lagern der Synchronisierungsräder bei 12 LDA 28 Diesel motoren.**

Das analytische Studium der auf Synchronisierungsräder wirkenden Kräfte hat bewiesen, dass die Lagerbeanspruchungen der unteren Räder fühlbar geringer als diejenigen der Stützlager der gekröpften Welle sind und dies bedeutet, dass Lagerschalenfest fahrungen nicht mancher Entwurfsfehler zuzuschreiben sind. Die Versuchsforrschung hat zur Schlussfolgerung geleitet, dass der Festfahrenvorgang mancher Ausführungs-, Montierungs-, oder Instandhaltungsfehler zuzuschreiben sei.

Construcţia de maşini, 32 (1980), No. 11, 3 Abb., 1 Tab., 3 Bez.

ДК : 621.891

Жишкану М., Василян А., Жышкану Е.: **Влияние состава эластичных лент трения на производственную технлогию.**

Авторы устанавливают влияние технологического показателя (t_p — понятие представленное в указанной библиографии) на технологию производства эластичных лент трения. Проведенные на пяти материалах опыты привели к выводу, что для $0{,}395 < t_p < 0{,}435$ и что этим материалам свойствена хорошая обрабатываемость, надлежащая эластичность, а также они обеспечивают качественный монтаж.

„Construcţia de maşini", 32 (1980).
н. 11, 1 рис., 3 таб., 8 лит.

ДК : 621.431.73 : 620.178.1.004.6

Маринкаш Д.: **Динамика процесса вариации параметров автомашин в зависимости от износа характеристических деталей.**

Статья анализирует отдельные аспекты зависимости рабочей результативности автомашинных двигателей внутреннего сгорания от абсолютного значения износа «характерных составных деталей», применяя ряд собственных статистических результатов, а также из специальной литературы. Далее рассматриваются соотношения между полезной мощностью, эффективным моментом, удельным потреблением и действительной величиной абсолютного износа кулачкового вала, рубашки цилиндра, впускного клапана и компрессионного кольца, устанавливая аналитические выражения общего характера.

„Construcţia de maşini", 32 (1980).
н. 11, 2 рис., 1 таб., 4 лит.

ДК : 621.891 : 621.82

Хынку Д., Атанасиу Д., Дисеску Д., Местеш Т.: **Вклад в применение гидростатических смазывающих веществ коренных валов станков.**

На основе накопленного опыта коллектива авторов, предлагаются два конструктивных решения по осуществлению подшипников для коренных валов: гидростатические протягивания и типизированные гидростатические подшипники. Статья описывает конструктивные варианты и хорошие результаты, полученные при обработке станками, снабженными такими типами подшипников.

„Construcţia de maşini", 22 (1980),
н. 11, 9 рис., 7 лит.

ДК : 621.89

Станчу Шт. : **Проектирование открытых гидростатических направляющих.**

Статья единообразно представляет расчет отдельных гидростатических опор для различных конструктивных решений. На основе расчетных программ были построены диаграммы, позволяющие исчисление коеффициентов несущей способности, дебита рассеяний, мощности трения и жесткости. Устанавливая критерий оптимизации геометрии опоры, исчисляются размерные параметры для всех конструктивных вариантов, из сравнения которых вытекает оптимальное решение.

„Construcţia de maşini", 32 (1980).
н. 11, 28 рис., 5 таб., 3 лит.

ДК : 621.82

Войка И. : **Эластогидродинамичное поведение радиальных подшипников скольжения с пластмассовыми вкладышами.**

После теоретического изучения гидродинамичного смазывания в случае полиамидных подшипников скольжения с вкладышом, в статье описывается стэнд испытаний, методику испытания и опытные результаты, подтверждающие действительность аналитического соотношения для расчета упругих местных деформаций пластмассового вкладыша. Диаграммы представляют распределение температуры и давления в несущей пленке.

„Construcţia de maşini", 32 (1980).
н. 11, 13 рис., 2 лит.

ATTENTION !

Foreign readers can subscribe through ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3

ATTENTION !

Les lectures étrangèrs de la revue pourront prendre des abonaments par ILEXIM — Serviciul — export-import presă. P.O. Box 136 - 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

ДК : 621.82 : 621.89

Бериндеан В., Добреску А. : **Исследование процесса смазывания при высокой температуре в подшипнике скольжения динамической нагрузки.**

Аналитическое и опытное исследование в области триметаллических вкладышов при рабочей температуре в 85°С, соответственно 130°С, привело к следующим выводам :

— надежность исследуемого вкладыша при температуре в 130°С, с маслом Мзо с2, хорошо фильтрованном, ниже чем при нормальной температуре (85°С) ;

— ограничение скорости повышения температуры владыша (для предотвращения заедания) является более эффективным чем ограничение рабочей максимальной температуры вкладыша ;

— функционирование подшипника при высоких температурах является более экономным, поскольку мощности трения являются меньшими ;

— результаты, с определенными резервами, могут быть применены и к опорным подшипникам скольжения коленчатого вала дизельных двигателей ЛДА 28.

„Construcţia de maşini", 32 (1980).
н. 11, 5 рис., 4 лит.

ДК : 621.82 : 621.436

Добреску А., Кицану И., Раду А., Кэлина Н. : **Исследования в области подшипников синхронизирующих колес дизельных двигателей 12 ЛДА 28.**

Аналитическое исследование сил, повлияющих на синхронизирующие колеса, показало что нагрузки подшипников нижних колес являются значительно меньшими чем опорные подшипники коленчатого бала; это демонстрирует, что заедание вкладышов не является результатом ошибок проектирования. Опытное исследование привело к выводу, что явление заедания вызвано ошибками производства, монтажа или ухода.

„Construcţia de maşini", 32 (1980).
н. 11, 3 рис., 1 таб., 3 лит.

ACHTUNG !

Ausländische Leser Können sich durch ILEXIM — Serviciul export-import presă, P.O. Box 136 — 137 — telex : 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

ВНИМАНИЕ !

Читатели инностранных стран могут абонироваться при ILEXIM — Serviciul export-import presă. P.O. Box 136—137. Telex 11226, Bucureşti, str. 13 Decembrie nr. 3.

Revista „CONSTRUCŢIA DE MAŞINI", organ al Ministerului Industriei Construcţiilor de Maşini din Republica Socialistă România. Redacţia la : Oficiul de informare documentară pentru industria construcţiilor de maşini, cu sediul în Bucureşti, Calea Victoriei 114 sector I, telefon 50.31.30 ; sau 59.71.35. Instituţiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM, 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poştal la ICPTCM, şos. Olteniţei nr. 105, Bucureşti, sector 4, pentru revista „Construcţia de maşini". Tarif pentru instituţii şi întreprinderi : 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni şi ingineri : 70 lei anual. Costul unui exemplar : 8 lei.

Tiparul : Întreprinderea poligrafică „Ploieşti", str. Vasile Lupu, nr. 45.

41.042

CZ : 620.178.1.004.6:681.31

Asupra posibilității modelării încercărilor la uzură și a programării pe calculator

Prof. dr. ing. Ion **CRUDU**, conf. dr. ing. Mihai **JÂȘCANU**,
asist. ing. O. **BOLOGA**, șef lucr. ing. Ion **ȘTEFĂNESCU** — Universitatea Galați

Generalități

Apariția în tehnică (în ultimele decenii) a unor domenii noi ca : astronautica (cu vid înaintat, temperaturi de lucru de la —250°C la +3500°C), energia atomică (cu frecare în apă grea, sau CO_2 radioactiv), aviația cu reacție (cu turații pînă la 20.000 rot/min), procese tehnologice noi (cu fluide foarte vîscoase și înaltă agresivitate, procese de lucru prin deformare plastică) etc, a făcut ca problema caracterizării diferitelor materiale, în ce privește comportarea la uzură, să devină foarte stringentă.

Este cunoscut faptul că o metodologie unanim acceptată, care să ofere rezultate experimentale cu largă aplicabilitate, nu există, deoarece formele de distrugere prin uzură sînt foarte variate ca urmare a numărului mare și a complexității fenomenelor și proceselor ce au loc în straturile superficiale ale pieselor în contact [1].

Structura tribosistemelor industriale

Deși comportarea la uzură a diverselor materiale depinde de foarte mulți factori, s-au făcut numeroase încercări de clasificare și modelare a tipurilor de contacte în frecare. Dintre cele mai recente și interesante considerăm modelul propus de H. Czichos [2], cît și introducerea noțiunii de tribosistem pentru totalitatea factorilor ce aparțin contactelor de frecare. Plecînd de la acest model și, ținînd seama de modelul folosit de H. Uetz și T. Föhl [3] cît și de schematizarea, mai veche, propusă de M. M. Tenenbaum [4], considerăm că totalitatea contactelor în frecare întîlnite în tehnică poate fi sintetizată sub forma a patru modele de bază. Acestea ar constitui, în forma cea mai generală, structura tribosistemelor industriale (fig. 1). Un tribosistem industrial poate fi definit, în acest caz, de trei grupuri de factori (exteriori, interiori și de interacțiune) și care, în final, determină un tip de uzură dat (fig. 2). Indicele de intensitate a uzurii exprimat sub formă de pierdere de material, timp echivalent de funcționare etc. este dat de o corelație :

$$\Delta = \{Q, M, I\} \qquad (1)$$

Modelarea încercărilor la uzură

Dacă se aplică metodologia de studiu pe faze a uzurii, propusă de B. I. Kostețchi [1], aplicată și în [5], atunci realizarea în laborator a aceluiași tip de uzură, observat pe un tribosistem industrial, presupune folosirea unui tribomodel la care indicele intensității uzurii „δ" să fie echivalent cu al tribosistemului ($KS \equiv \Delta$), iar :

$$\delta = \{q, M, I,\} \qquad (2)$$

În acest caz problema de bază este găsirea corelației generale $Q = \{q\}$ care să asigure obținerea aceluiași tip de uzură.

Obișnuit, se urmărește asigurarea unei uzuri de intensitate minimă, adică găsirea unui tribomodel caracterizat printr-o corelație :

$$\delta_{min} = \{q, m, i\} \qquad (3)$$

$$\text{cînd } k\delta_{min} \equiv \Delta_{min}$$

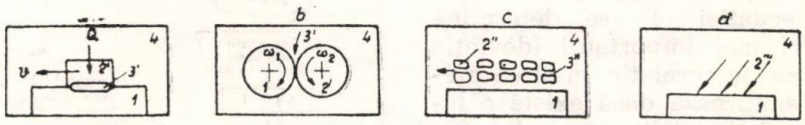


Fig. 1

Se presupune că în urma încercărilor de laborator a fost obținut un set de date care

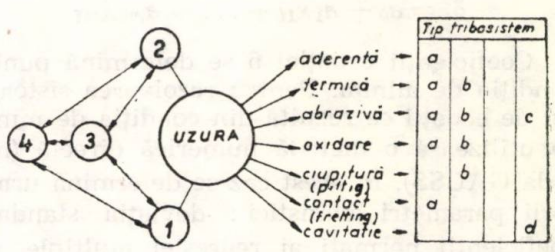


Fig. 2

se tabelează. Dacă δ este mărimea măsurată în urma încercării, iar x sînt mărimile consi-

derate cunoscute (caracteristicile tribosistemului), corelația presupusă între δ și x se poate scrie sub forma :

$$\delta = f(x_i, j) \quad \text{cu } i = 1, \ldots m \qquad (4)$$
$$j = 1, \ldots n$$

unde :

m — numărul caracteristicilor tribosistemului ;
n — numărul materialelor încercate.

Pentru prelucrarea datelor, cea mai comodă metodă numerică de utilizat este metoda regresiei, bazată pe principiul celor mai mici pă-

Grup materiale / Caracteristica tribosistem		OL37	OL42	OL50	OL60		C120
Epruveta	G_c x_1	x_{11}	x_{12}				x_{1n}
	HB x_2	x_{21}	x_{22}				x_{2n}
Piesa pereche							
Mat. interm.							
Mediu lucru							
	% ger ≡ x_m	x_{m1}	x_{m2}				x_{mn}
Indice de uzură	y	y_1	y_2				y_n

Fig. 3

trate [6, 7, 8, 9]. Se presupune cunoscută forma funcției $f(x_{i,j})$ (liniară, polinom de un anumit grad, exponențială, geometrică, trigonometrică, etc.). Este important de reținut că, în cazul regresiilor simple, indicele i este fixat la o anumită valoare între 1 și m. După ce se determină coeficienții ecuației (4), se determină parametrii statistici mai importanți (deviația standard, coeficientul de corelație, eroarea medie relativă) și se analizează dacă există o legătură între caracteristica tribosistemului (fixată prin indicele i) și indicele de intensitate a uzurii.

Legătura între δ și caracteristicile tribosistemului poate avea și forma :

$$\delta_i = a_0 + a_1 x_{1i} + \ldots + a_{mi} x_{mi} \qquad (5)$$

Coeficienții ecuației 5 se determină punînd condiția de minim. Pentru rezolvarea sistemului de ecuații ce rezultă din condiția de minim se utilizează o metodă numerică directă (metoda GAUSS). În acest caz se determină următorii parametri statistici : deviația standard, coeficienții normați ai regresiei multiple, coeficientul multiplu de corelație, coeficienții determinației parțiale (unde fiecare coeficient al determinației parțiale arată ponderea influenței caracteristicilor în variația lui δ) [10].

Programe pentru prelucrarea datelor experimentale

Se consideră matricea de proprietăți ale tribosistemului prezentată în figura 3.

S-a întocmit programul PROG 1, cu ajutorul căruia poate fi studiată corelația dintre o proprietate din matricea tribosistemului și parametrul de uzură considerat y (pierdere de masă în timp dat, viteza pierderii de masă cînd volumul distrus este același, etc.). Se ia în considerare o linie a matricei tribosistemului și se caută o corelație cu parametrul de uzură considerat, parcurgînd toate formele ecuațiilor de regresii simple. În cazul ecuației polinominale, pentru determinarea coeficienților se apelează la o subrutină GAUSS. După ce coeficienții au fost determinați, se calculează parametrii statistici cu subrutina CALCSTAT și

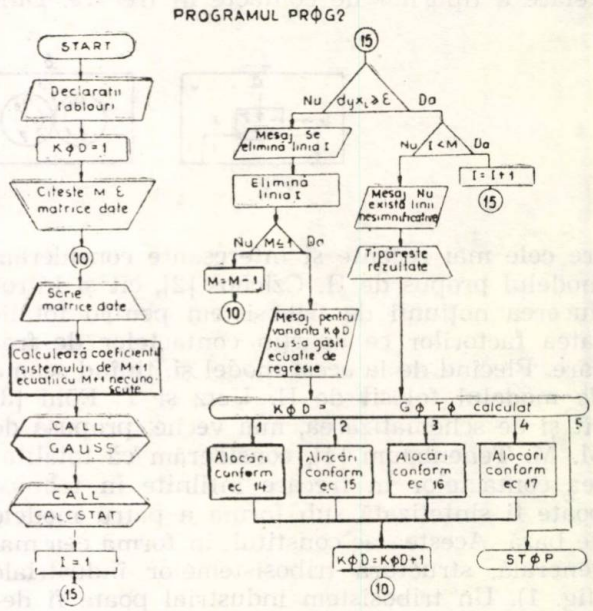


Fig. 4

se reprezintă grafic punctele experimentale y_i și cele date de ecuația de regresie Y_i, apelînd subrutina GRAFMV de trasare. Programul PROG 1 a fost întocmit pe baza schemei logice prezentate în figura 4.

Cu ajutorul programului PROG 2 se studiază corelația dintre un grup de proprietăți din matricea tribosistemului și parametrul de uzură considerat. Se începe prin luarea în considerare a legăturii dintre toate caracteristicile tribosistemului și parametrul de uzură, legătură exprimată printr-o ecuație de forma ecuației (5). Într-o buclă a programului principal se calculează coeficienții sistemului de $m + 1$ ecuații cu $m + 1$ necunoscute, iar pentru rezolvarea acestui sistem se apelează o subrutină GAUSS.

Se apelează în continuare subrutina de calcul statistic, în cadrul căreia sînt calculați principalii parametri statistici. Calculînd coeficienții de determinație parțială, există posibilitatea eliminării caracteristicii cu pondere mică în variația lui y. Eliminarea unei caracteristici este similară cu anularea unei linii din matricea de date a tribosistemului. Calculul se repetă pînă cînd toate caracteristicile care intră în ecuația (5) au ponderea influenței semnificativă.

Calculul se repetă înlocuind elementele matricei tribosistemului cu elemente de forma :

$$x_{1i}^{b_1};\quad x_{2i}^{b_2};\ldots x_{mi}^{b_m} \quad \text{cu } b_1,\ b_2 \ldots b_m \text{ stabiliți inițial} \tag{6}$$

$$x_1x_2\ ;\ x_2x_3\ ;\ldots x_mx_1 \tag{7}$$

$$x_1x_2x_3\ ;\ x_2x_3x_4\ ;\ldots x_mx_1x_2 \tag{8}$$

$$(x_1x_2)^{b_1}\ ;\ (x_2x_3)^{b_2}\ ;\ldots (x_mx_1)^{b_m} \tag{9}$$

dînd posibilitatea găsirii unor corelații între parametrii de uzură și grupuri de proprietăți din tribosistem. Programul PROG 2 a fost întocmit pe baza schemei logice prezentate în figura 5.

Structura tribosistemelor industriale

I Parametrii exteriori „Q" : încărcare, viteză relativă, forma contactului (punctiform, liniar, pe suprafețe) și dimensiunile acestuia.

1. element de bază

2. element pereche

2' — corp solid
2'' — particole abrazive în mișcare sau purtate de un fluid
2''' — jet de lichid

3. material intermediar

3' — lubrifiant (lichid, solid, aer) sau particole abrazive
3'' — fluid

4. mediu de lucru (compoziție chimică, temperatură, presiune).

II Parametrii interiori „M" : proprietățile (fizico-mecanice, chimice, electrice, etc.) ale materialelor din straturile superficiale cît și a celorlalte elemente ale tribosistemului.

III Interacțiunea „I" dintre elementele sistemului : mecanică, termică, chimică, electrică, etc. sau combinații ale acestora.

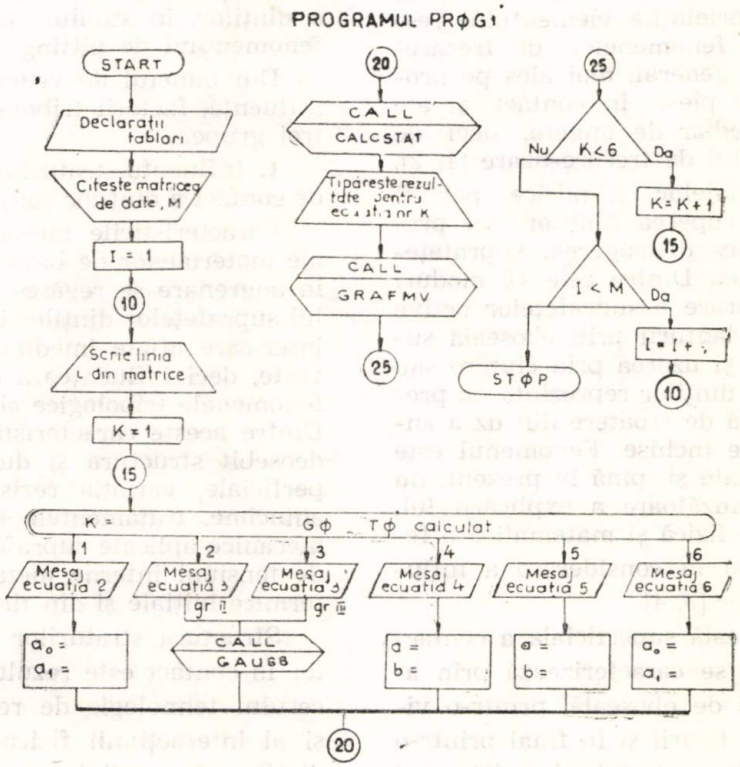


Fig. 5

BIBLIOGRAFIE

[1] *Kosteţchi, B. I.:* Încercarea metalelor la uzură (traducere din lb. rusă), Bucureşti, 1977.

[2] *Czichos, H.:* In „Schmiertechnik und Tribologie", nr. 5/1977.

[3] *Uetz, H., Föhl, J.:* In „Wear", nr. 49/1978.

[4] *Venenbaum M. M.:* Iznotostoicost constructionnîh materialov i detalei masin. Moskova, 1966.

[5] *Crudu, I.:* Teză de doctorat. Iaşi, 1969.

[6] *Dancea, I.:* Programarea calculatoarelor electronice, Cluj, Dacia, 1973.

[7] *Dancea, I.:* Metode de optimizare. Cluj, Dacia, 1976.

[8] *Dorn, W. S., Craken, D. D.:* Metode numerice cu programe în FORTRAN IV, Ed. tehnică, Bucureşti, 1976.

[9] *Tiron, M.:* Teoria erorilor de măsurare şi metoda celor mai mici patrate. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1972.

[10] *Rancu, N., Tövissi L.:* Statistica matematică cu aplicaţii în producţie. Ed. Academiei, Bucureşti, 1963.

CZ : 621.833

Aspecte tribologice ale contactului dinţilor roţilor dinţate cilindrice

Prof. dr. ing. Gheorghe **RĂDULESCU**, şef lucr. ing. Mircea **RAŞEEV** — Institutul Politehnic Bucureşti

Din punct de vedere cinematic, contactul dinţilor roţilor cilindrice este o cuplă cinematică superioară şi deschisă (prin forţă) — adică contactul se realizează şi se menţine datorită forţei normale transmise de angrenaj şi nu datorită formei elementelor cuplei.

Din punct de vedere tribologic se poate considera o cuplă tribologică unsă, cu contact prin forţă, respectiv o cuplă hertziană unsă [1].

Diferit faţă de mecanismul fenomenului de rupere a unui element, care este determinat în primul rînd de proprietăţile elementului respectiv, mecanismele fenomenelor de frecare-uzare se bazează, în general, mai ales pe proprietăţile celor două piese în contact şi ale materialului intermediar de ungere, deci de proprietăţile sistemului de frecare-uzare [1, 2].

Danturile angrenajelor cilindrice pot fi scoase din uz prin ruperea dinţilor sau prin deteriorarea, respectiv distrugerea, suprafeţelor dinţilor în contact. Dintre cele 18 moduri cunoscute de deteriorare a suprafeţelor active ale dinţilor, uzarea danturii prin oboseală superficială (denumită şi uzarea prin ciupire sau pitting) a flancurilor dinţilor reprezintă, în prezent, cauza principală de scoatere din uz a angrenajelor industriale închise. Fenomenul este de o mare complexitate şi, pînă în prezent, nu există o teorie cuprinzătoare a explicării lui, respectiv o modelare fizică şi matematică a fenomenului, cu luarea în considerare a influenţei tuturor factorilor [3, 4].

Uzarea prin oboseală superficială a contactelor hertziene unse se caracterizează prin amorsarea unei fisuri de oboseală, printr-o viteză de progresare a fisurii şi în final printr-o rupere a restului de material, datorită, mai ales, uleiului de ungere pătruns în fisură, desprinzîndu-se astfel particule macro- şi microscopice de pe suprafaţa dinţilor.

Fenomenul este influenţat de complexe de factori de material, geometrici, energetici, dar, în mod special, de aspectele tribologice din zona de contact a dinţilor [5, 6]. În tabelul 1 se prezintă sistematizat factorii de influenţă ai uzării prin oboseală superficială a suprafeţelor active ale dinţilor ; se observă ponderea factorilor tribologici, deci necesitatea considerării aspectelor tribologice din zona de contact a dinţilor, în studiul calitativ şi cantitativ al fenomenului de pitting.

Din punctul de vedere al mecanismului de influenţă, factorii tribologici se pot clasifica în trei grupe.

1. Influenţa straturilor de material din zona de contact a dinţilor conjugaţi.

Caracteristicile mecanice, chimice şi fizice ale materialelor de bază ale celor două danturi în angrenare se regăsesc parţial şi la materialul suprafeţelor dinţilor în contact şi al zonelor interioare aflate imediat sub suprafeţele portante, deci influenţează cu o anumită pondere fenomenele tribologice ale contactului hertzian. Dintre aceste caracteristici interesează în mod deosebit structura şi duritatea straturilor superficiale, variaţia rezistenţei şi durităţii în adîncime, tratamentele termice, termochimice, mecanice aplicate suprafeţelor dinţilor şi starea de tensiuni interne metalurgice, mecanice sau termice iniţiale şi din timpul funcţionării.

Structura straturilor superficiale ale dinţilor în contact este rezultatul, mai ales, al procesului tehnologic de realizare a suprafeţelor şi al interacţiunii fizico-chimice a flancurilor dinţilor cu mediul înconjurător (atmosferă şi lubrifiant), majoritatea cercetătorilor admiţînd

Factorii de influență ai uzării prin oboseală superficială (pitting) a flancurilor dinților

Tabelul 1

Material		Geometrici	Tribologici		Energetici	
Caracteristici mecanice	Caracteristici fizice		Ungerea	Straturile superficiale ale flancurilor dinților	Cinematici	Dinamici
Duritate; Raportul durităților flancurilor; Rezistența statică, la oboseală, la șoc, la temperatură; Limita de curgere; Modulul de elasticitate; Deformabilitatea. **Caracteristici chimice** Compoziția; Capacitatea de reacție chimică; Tratamentul termochimic.	Structura și elementele componente. Tratamentul termic. Gradul de puritate. Granulația. Căldura specifică. Conductibilitatea termică. Capacitatea de înmagazinare a căldurii. Punct de topire. Energia superficială. Adsorbția. Absorbția. Energia de activare.	Modulul; Unghiul de presiune de referință și de funcționare; Înălțimea capului și piciorului dintelui; Forma curbei flancului (evolventă, cerc etc.); Deplasările de profil; Razele de curbură; Gradul de acoperire; Poziția punctului pe flanc; Precizia de execuție (abateri); Flancarea; Bombarea.	Materialul de ungere: — cantitatea; — presiunea; — temperatura; — compoziția; — conținutul; — de apă, oxigen etc.; — aditivi; — viscozitatea — $\eta = f(t, p)$ — rezist. la oxidare; — polaritatea; — căld. specif.; — constanta dielectrică; — timpul de relaxare; — îmbătrînirea. **UNGEREA** — tipul (barbotare etc.); — Reg. de ung. (HD, EHD, CEHD); — temp. în zona de contact; — gros. strat. și variația ei.	Duritatea; Variația microdurității în adîncime; Macrogeometria inițială; Microgeometria inițială; Rodaj (capacitatea de rodare și modul de realizare); Macro- și microgeometria după rodaj și modificarea în funcționare; Acoperiri metalice și chimice; Tensiuni interne metalurgice, mecanice sau termice inițiale și după încărcare; Temperatura.	Turația. Vitezele de rostogolire. Vitezele de alunecare. Raportul lor. Alunecarea relativă macro și micro. Timpul de funcționare și de întrerup. între funcționări. Raportul de transmitere.	Timpul încărcării (pulsatoare, cu șoc etc.). Forța normală. Forța tangențială. Presiunea hertziană. Forțe suplimentare (dinamice etc.).

un model de tipul celui din figura 1 [7]. Astfel, pornindu-se de la metalul de bază cu o structură și proprietăți relativ omogene și izotrope, se remarcă stratul de metal deformat în procesul de fabricație, strat caracterizat prin

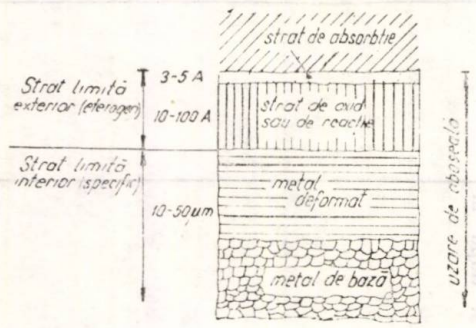


Fig. 1

neomogenitatea durității, a rezistenței mecanice, a structurii și a gradului de deformabilitate. În acest strat este prezent un cîmp de tensiuni interne indus în special în procesul de realizare a suprafeței. Urmează apoi un strat limită exterior, cu compoziție străină și eterogenă față de cea a materialului de bază, compus dintr-un strat de oxid și de reacții chimice ale metalului cu mediul și un strat de absorbție. Grosimea stratului de reacții chimice și proprietățile lui sînt funcție de metalul de bază, de mediu (atmosferă, lubrifiant, aditivi) și de starea de solicitare, fiind cunoscut că prin deformare plastică metalul devine activ chimic [18].

Grosimea și proprietățile stratului de absorbție sînt determinate de lubrifiant și de natura aditivilor utilizați, el rezultînd ca urmare, mai ales, a acțiunii aditivilor.

Legat de variația durității și rezistenței mecanice în adîncime, trebuie arătat că adîncimea punctului de probabilitate maximă de apa-

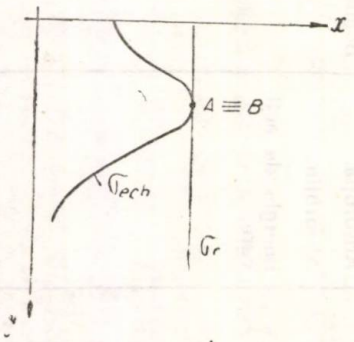
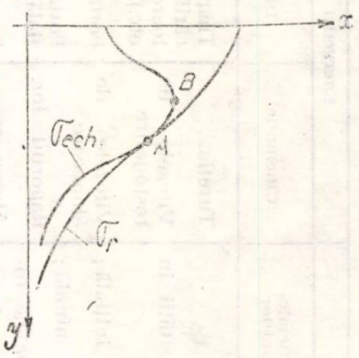


Fig. 2

rîție a distrugerii (punctul A din fig. 2, în care efortul efectiv σ_{ech} este egal cu limita de rupere σ_r) la danturi îmbunătățite (fig. 2 a) este egală cu adîncimea punctului de solicitare maximă B, în timp ce la danturile durificate superficial punctul A se va găsi la o adîncime mai mare (fig. 2 b).



Valorile rezistenței hertziene la oboseală superficială — $\sigma_{H\,lim}$ — conform cercetărilor experimentale efectuate în catedra Organe de mașini din IP București [8] — se modifică pentru oțeluri aliate îmbunătățite după relația:

$$\frac{\sigma_{H\,lim\,x}}{\sigma_{H\,lim\,y}} = \left(\frac{HB_x}{HB_y}\right)^{\frac{1}{1,5}} \qquad (1)$$

La danturile durificate superficial, valoarea durității flancurilor dinților nu a avut o influență sesizabilă asupra valorii rezistenței la oboseală superficială.

2. Influența macro- și microgeometriei suprafețelor de contact.

În ceea ce privește parametrii geometrici reali ai suprafeței, aceștia sînt determinați de suprapunerea, peste geometria teoretică, a unor erori compuse din erori macrogeometrice (eroarea de formă a profilului, eroarea de direcție și altele) și din erori microgeometrice (rugozitatea). Considerarea geometriei reale în rezolvarea problemei de contact a flancurilor dinților este foarte complicată din punct de vedere teoretic, existînd pînă în prezent numai unele încercări de considerare a rugozității suprafeței. În [9] se face o încercare de modelare a influenței rugozității asupra stării de eforturi din contactul hertzian uscat pe o linie, considerîndu-se că rugozitatea acționează ca o modulare sinusoidală a repartiției de presiune (fig. 3). Se ajunge la concluzia apariției unor microzone de solicitare maximă în imediata apropiere a suprafeței (fig. 3). În cazul peliculei de ulei, rugozitatea deranjează formarea peliculei EHD, dar, cum se va arăta în continuare, efectul negativ al rugozității asupra distribuției sarcinii se mai atenuează.

Și cercetările experimentale au pus în evidență efectul rugozității asupra portanței la pitting, efect considerat în calculul rezistenței hertziene admisibile prin factorul de rugozitate K_R. În figura 4 se indică comparativ valorile

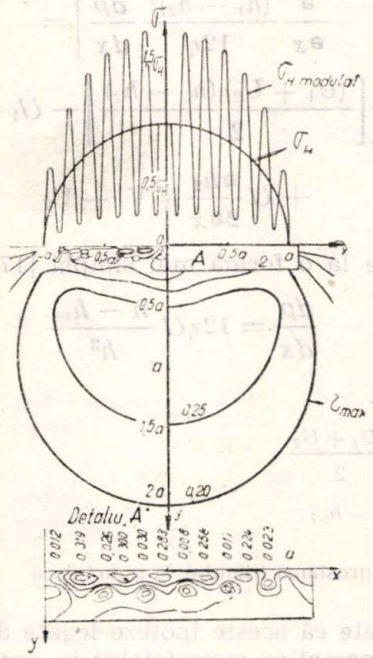


Fig. 3

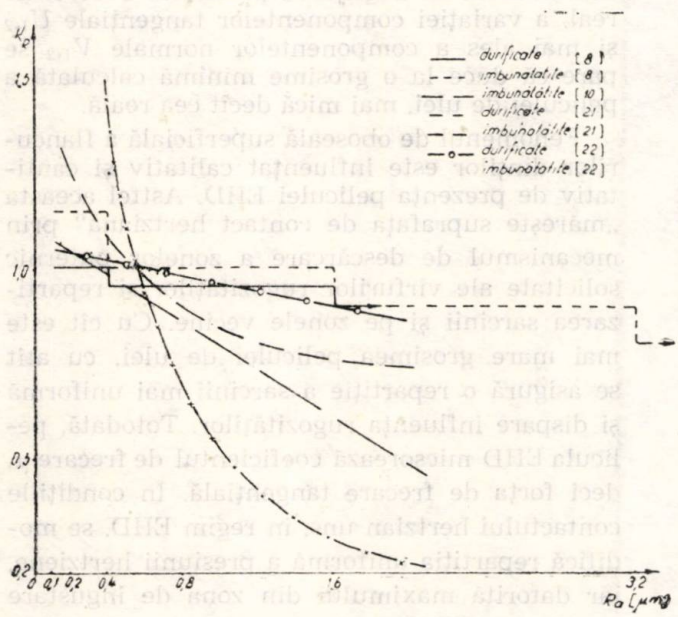


Fig. 4

factorului K_R după diverşi cercetători [10, 21, 22] şi cele obţinute în cadrul programului experimental referitor la angrenajele cilindrice, efectuat de IP Bucureşti, ICP-TCM, [8].

3. Influenţa materialului de ungere şi a regimului de ungere.

Se indică ca regimuri de ungere la angrenajele cilindrice regimul hidrodinamic -HD, regimul elastohidrodinamic — EHD [11], parţial elastohidrodinamic — PEHD [12] şi mixt [13, 14]. Ţinîndu-se cont de condiţiile grele de încercare, de vitezele mari tangenţiale şi de alunecare, de geometria contactului şi de macro- şi microgeometria suprafeţelor dinţilor, considerăm că în general la angrenajele cilindrice apare regimul mixt sau PEHD (deci zone EHD şi zone cu regim mixt). Realizarea unui regim EHD în toate fazele de angrenare şi pe toată lăţimea danturii — deci 100% peliculă EHD — cu toate că reprezintă soluţia ideală tribologic şi este necesar ca angrenajul să fie proiectat şi executat astfel încît să se obţină portanţă EHD cît mai mare, datorită grosimii mici a peliculei EHD şi condiţiilor vitrege indicate mai sus, în general nu este posibilă [4].

În regimul cu frecare mixtă se produce o frecare a straturilor limită formate prin adsorbţia compuşilor polari (straturi epilam) ori prin chemisorbţie şi atac chimic al aditivilor EP.

În regimul de ungere EHD demonstrat şi prin absenţa unei uzări adezive şi prin valorile relativ scăzute ale coeficientului de frecare ($\mu = 0{,}005 \ldots 0{,}05$) [11, 19], uleiurile de ungere trebuie să aibă o viscozitate dinamică cît mai mare şi variaţia ei cu temperatura cît mai mică (indicele de viscozitate mare), este necesar să se considere creşterea viscozităţii cu presiunea hertziană şi să se aprecieze cît mai corect temperatura uleiului la intrare în zona de contact.

Totodată, avînd în vedere că timpul necesar unei particule de lubrifiant să treacă prin zona de contact este de multe ori mai mic decît timpul de relaxare a uleiurilor minerale, în rezolvarea problemei de contact trebuie să se ţină cont şi de comportarea nenewtoniană a lubrifiantului [20].

Pentru determinarea grosimii filmului EHD, trebuie ca relaţia de calcul dedusă pe modelul fizic al contactului a două role cu raze de curbură constante şi viteze tangenţiale constante să se modifice corespunzător pentru contactul dintre dinţii cu profil evolventic ai unui angrenaj cilindric, la care, de-a lungul liniei de angrenare, se modifică continuu atît razele de curbură, cît şi vitezele [15].

În acest caz profilul teoretic al interstiţiului dintre flancurile conjugate în contact este descris de ecuaţia [15, 16] (fig. 5) :

$$h_{1,2} = \pm \frac{h_0}{2} + y_p \pm R_{b1,2}[\varphi_{01,2} + (\cos \varphi_{01,2} = \\ - \varphi_{1,2} \cdot \sin \varphi_{01,2}) \sin \varphi_{1,2} - \\ - (\sin \varphi_{01,2} + \varphi_{1,2} \cos \varphi_{01,2}) \cos \varphi_{1,2}] \pm v_{e1,2} \qquad (2)$$

unde :

h_0 este grosimea interstiţiului în punctul teoretic de contact P;

$v_{e\,1,2}$ — deplasările elastice ale punctelor $M_{1,2}$ sub acţiunea sarcinii normale şi a celei tangenţiale.

Majoritatea cercetătorilor [17] admit fie ipoteza unui profil rezultat din contactul a doi cilindri circulari drepți de raze $R_{1,2} = T_{01,2}P$ și obțin :

$$h = h_0 + R\left[1 - \sqrt{1 - \left(-\frac{x}{R}\right)^2}\right] + v_{e_1} - v_{e_2}, \tag{3}$$

fie ipoteza unui profil parabolic :

$$h = h_0 + \frac{x^2}{2R} + v_{e_1} - v_{e_2} \tag{4}$$

Se remarcă că în toate cazurile apare în ecuația profilului interstițiului termenul elastic $v_{e_1} - v_{e_2}$, deoarece, ca urmare a valorilor ridicate ale sarcinii specifice, deformațiile elastice locale ale celor două corpuri în contact nu mai pot fi neglijate, ele aducînd o modificare substanțială a profilului interstițiului.

Din punct de vedere cinematic contactul dintre flancurile dinților se consideră echivalent cu contactul dintre doi cilindri cu viteza tangențială din punctul teoretic de contact **P** (fig. 5), neglijîndu-se variația pe înălțimea flancurilor a componentelor tangențiale $U_{1,2}$ și componentele normale $V_{1,2}$. În acest caz ecuația Ryenolds valabilă pentru cazul general [20] :

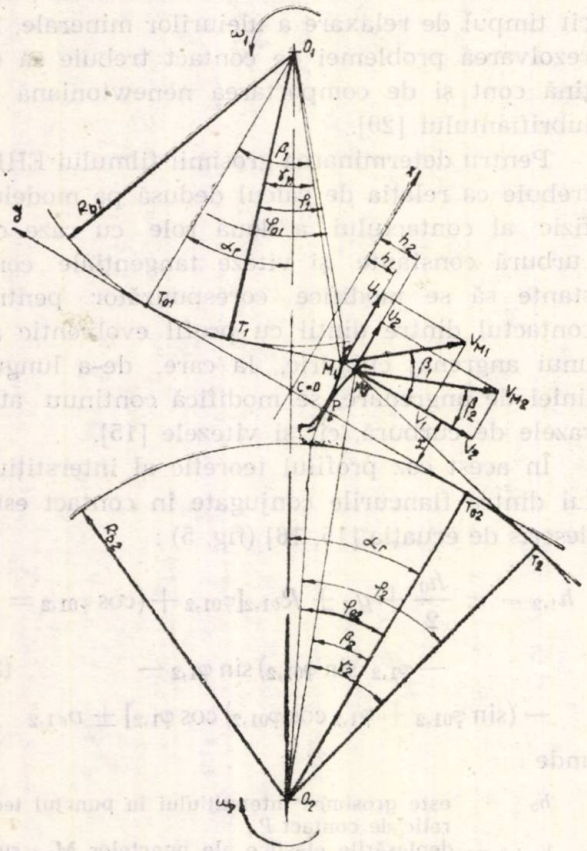


Fig. 5

$$\frac{\partial}{\partial x}\frac{(h_1 - h_2)^3}{12\eta}\frac{dp}{dx}\Bigg] =$$

$$= \frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{(U_1 + U_2)(h_1 - h_2)}{2}\right] - U_1\frac{\partial h_1}{\partial x} +$$

$$+ U\frac{\partial h_2}{2\partial x} + V_1 - V_2 \tag{5}$$

se reduce la o formă mai simplă [17] :

$$\frac{dp}{dx} = 12\eta U\frac{h - h_m}{h^3} \tag{6}$$

unde :

$U = \frac{U_1 + U_2}{2}$,

$h = h_1 - h_2$;

h_m — grosimea filmului în punctul cu $\frac{dP}{dx} = 0$.

Cu toate că aceste ipoteze legate de geometria și cinematica suprafețelor în contact aduc o considerabilă simplificare a calculelor, este de remarcat că neglijarea profilului evolventic real, a variației componentelor tangențiale $U_{1,2}$ și mai ales a componentelor normale $V_{1,2}$ se pare că duce la o grosime minimă calculată a peliculei de ulei, mai mică decît cea reală.

Fenomenul de oboseală superficială a flancurilor dinților este influențat calitativ și cantitativ de prezența peliculei EHD. Astfel aceasta „mărește suprafața de contact hertziană" prin mecanismul de descărcare a zonelor puternic solicitate ale vîrfurilor rugozităților și repartizarea sarcinii și pe zonele vecine. Cu cît este mai mare grosimea peliculei de ulei, cu atît se asigură o repartiție a sarcinii mai uniformă și dispare influența rugozităților. Totodată, pelicula EHD micșorează coeficientul de frecare μ, deci forța de frecare tangențială. În condițiile contactului hertzian uns, în regim EHD, se modifică repartiția uniformă a presiunii hertziene, iar datorită maximului din zona de îngustare a peliculei EHD se aduce maximul tensiunii de forfecare imediat sub suprafață și astfel mărirea durității superficiale a flancurilor dinților rămîne cel mai eficient mijloc de ridicare a portanței la pitting.

În cazul regimului de ungere mixt, devine preponderentă funcția chimică a lubrifiantului, prin care aditivii din ulei — în mod special aditivul EP — reacționează chimic cu metalul danturii și formează oxizii și alți compuși chimici, respectiv straturi de adsorbție. Acești compuși au întotdeauna o eficiență pozitivă asupra micșorării uzării și gripării, dar refe-

ritor la fenomenul de oboseală superficială efectele sînt contradictorii. Pe de o parte se micşorează coeficientul de frecare μ, deci solicitarea tangenţială, dar pe de altă parte componentele corozive din aditivi şi apa atacă suprafaţa şi produc concentrări de tensiune, care influenţează negativ portanţa la pitting. Cercetările arată în general o micşorare a portanţei la pitting prin utilizarea aditivilor în ulei (fig. 6) [2].

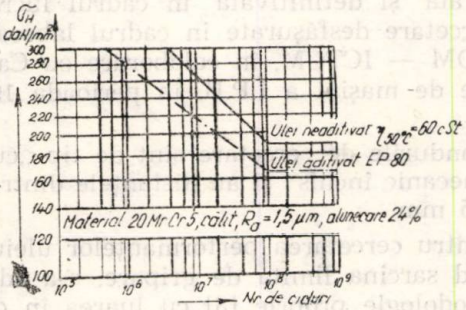


Fig. 6

Concluzii :

Contactul hertzian lubrifiat dintre flancurile conjugate ale roţilor dinţate este un fenomen tribologic complex.

Uzarea prin oboseala superficială a flancurilor dinţilor reprezintă cauza principală de distrugere a angrenajelor industriale. Mecanismul de distrugere prin pitting este influenţat de proprietăţile sistemului de frecare-uzare al dinţilor în contact, factorii tribologici avînd o pondere însemnată.

În stabilirea modelului fizic şi matematic al studiului calitativ şi cantitativ al oboselii superficiale a flancurilor dinţilor este necesar să se cuprindă cît mai multe din aceste influenţe şi în primul rînd :

— dintre caracteristicile de material, duritatea şi variaţia ei în adîncime, gradul de puritate şi granulaţie, tratamentele termice ;

— relaţia de determinare a grosimii de peliculă EHD de la role să se corecteze corespunzător condiţiilor reale geometrice şi cinematice de la angrenarea a două roţi dinţate ;

— prezenţa uleiului de ungere cu caracteristicile lui fizice şi chimice ;

— macro- şi microgeometria suprafeţelor în contact.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pavelescu, D.:* Concepţii noi, calculul şi aplicaţii în frecarea şi uzarea solidelor deformabile. Ed. Acad. R.S.R., Bucureşti, 1971.

[2] *Kloos, K. H., Broszeit, E.:* Verschleiss-Schäden durch Oberflächen-Ermüdung. Studien für DFG, 1978.

[3] * * *: Cercetarea angrenajelor cilindrice exterioare la presiune de contact. Convenţie de colaborare ICTCM-IPB. Faza studiu program de cercetare 1973.

[4] *Rădulescu, Gh.:* Organe de maşini. Angrenaje cilindrice. I.P.B. 1979.

[5] *Arnd, I.:* Zum Mechanismus des Reibdauerbruches. Diss. 1972, TH Darmstadt.

[6] *Tricot, R.:* Influence des paramètres métallurgiques sur les phénomènes de fatigue de contact en roulement-glissement des roulements et angrenages. Rev. de Métallurgie, avril, 1976, p. 385—411.

[7] *Kloos, K. H.:* Werkstoffpaarung und Gleitreibungsverhalten in Fertigung und Konstruktion. Fortschr.-Ber. VDI-Z. R 2. Nr. 25, 1972.

[8] * * *: Cercetarea angrenajelor cilindrice exterioare la presiune de contact. Convenţie de colaborare ICTCM—IPB. Faza experimentări 1977.

[9] *Michan, B., Berthe, D., Godet, M.:* Influence of Pressure Modulation in a Linear Hertzian Contact on the Internal Stress Field. Wear, 28 (1974), p. 187—195.

[10] *Fronius, St., Linke, H.:* Untersuchungen zur Berechnung und Tragfähigkeitsteigerung von Zahnradgetrieben, Maschinenbautechnik 1973, 11, 483—491.

[11] *Rodermund, H.:* Beitrag zur elastohydrodynamischen Schmierung von Evolventenzahnrädern. Diessert. 1975. Tech. Univ. Clausthal.

[12] *Andersson, S.:* Partial EHD Theory and Initial Wear of Geors. Doctor's Thesis. 1975. Inst. för Maskinelement. Stockholm.

[13] *Raiko, M. V.:* Smazka zubceatih peredaci. Izd. Tehnika, Kiev, 1970.

[14] *Niemann, G., Gartner, F.:* Die Mischreibung bei Linienberührung. VDIz. 6, 1966.

[15] *Raşeev, M.:* Tipuri de ungere la roţi dinţate cilindrice şi starea de eforturi ; sisteme de măsură. Referat de doctorat, 1978.

[16] *Wayne, Adkins, R., Radzimovsky, E. I.:* Lubrication Phenomen in Spur Gears : Capacity, Film Thickness Variation and Efficiency. Journ. of Basic Eng. Sept. 1965, p. 655—665.

[17] *Dowson, D., Higginson, G. R.:* Elasto-Hydrodynamic Lubrication. Pergamon Press. 1966.

[18] *Bartz, W. J., Krüger, V.:* Einfluss von Schimierstoffen auf die Grübchenbildung bei Zahnrädern. Antriebstechnik. 1973, 12, Nr. 6, p. 151—158.

[19] *Niemann, G., Rettig H.:* Schmierungsfragen bei Zahnrädern, Zahnflankenschäden und deren Beeinflussung durch das Schmiermittel Maschinenschaden 3—4, 1965.

[20] *Kodnir, D. S.:* Kontaknaia ghidrodinamika smazki detalei maşin. Maşinostroienie, 1976.

[21] *Rettig, H.:* Die Grübchengrenzlast bei Zahnrädern. Maschinenmarkt. 1969, 80, p. 1770—1776.

[22] * * *: Hilfsblätter zur Berechnung von Zahnradgetrieben. TH Darmstadt, 1973.

CZ : 621.83:621.816.3

Influența lubrifierii asupra ridicării capacității portante a noilor generații de reductoare și motoreductoare

Ing. Gheorghe PRODAN, ing. C. MUNTEAN, ing. Ion POPESCU — I.C.T.C.M. București
Dr. ing. A. TUDOR — Institutul Politehnic București

Importanța economică a optimizării construcției de angrenaje, funcție de solicitare și funcționare (date), este deosebită ; transmisia mecanică cu roți dințate condiționînd de cele mai multe ori gabaritul, greutatea, fiabilitatea și în ultimă instanță prețul de cost al unui utilaj sau instalație, la aceasta adăugîndu-se evident efectele economice ce rezultă din producția directă de : reductoare, motoreductoare, multiplicatoare etc. care se execută centralizat, în special în întreprinderile MICM, producție care face obiectul unui program special, prioritar pentru economia națională.

Cercetarea tribologică a angrenajelor impune dezvoltarea unor lucrări deosebit de complexe, atît sub aspect teoretic cît și experimental : interacțiunea suprafețelor în frecare și a „corpului terț" aflat intercalat între ele (lubrifiant sau abraziv) este un proces dependent de mulți factori, în cursul frecării schimbîndu-se mereu mărimea, direcția și sensul de aplicare a forței, temperatura, topografia și proprietățile fizico-chimice ale straturilor superficiale și ale materialelor intercalate etc.

Obiectivul principal al cercetărilor experimentale, desfășurate sau în curs de desfășurare, prin colaborarea ICTCM — București cu I. P. București, IFIN — București și ICPTTR — Ploiești, este stabilirea legităților acestor interacțiuni, respectiv stabilirea factorilor și condițiilor în care la un angrenaj cementat-călit :

— funcționarea este fiabilă — nu apar ruperi, oboseală superficială, pătrunderi, fisuri etc. în condiții de încărcare maximă ;

— valorificarea energiei este optimă — coeficientul de frecare este minim ;

— uzura este redusă — durata de viață este corespunzător de mare.

Lucrarea de față pune în evidență, în special, influența lubrifiantului asupra capacității portante și fiabilității angrenajelor cementat-călite, din punctul de vedere al presiunii de contact și al uzării prin gripare.

Metodologia de cercetare privind influența uleiului asupra capacității portante a angrenajelor la oboseală superficială (pitting), adoptată și dezvoltată de numeroși autori [1], [2], a fost verificată și definitivată în cadrul lucrărilor de cercetare desfășurate în cadrul laboratorului COM — ICTCM, în colaborare cu Catedra organe de mașini a I.P.B. în perioada 1976—1979.

Standurile de cercetare sînt de tip „cu circuit mecanic închis" și au distanțele dintre axe de 125 mm.

Pentru cercetarea performanțelor uleiurilor privind sarcina limită de gripare, s-a adoptat o metodologie proprie [3] cu luarea în considerație a geometriei angrenajelor etalon tip A DIN 59354 și a subtreptelor de viteză (standul este cu circuit mecanic închis cu distanța dintre axe de 91,5 mm).

De remarcat, că selectarea uleiurilor dintr-o gamă mai largă de uleiuri minerale s-a făcut pe un stand cu role construit pentru prima dată în țară [4], stand ce modelează fenomenul de angrenare. Productivitatea acestui stand și simplitatea epruvetelor (role) fac necesară utilizarea sa și în cercetările de testare a performanțelor antiuzare ale uleiurilor minerale neaditivate și, în special, a celor aditivate cu aditivi de extremă presiune E.P.

Se consideră rezultat sigur cercetat dacă la încercarea unui ulei pe 3 angrenaje sau 3 role, din același material, se obțin erori de maximum $\pm 5\%$ pentru o treaptă maximă de sarcină.

Se prezintă centralizat, în tabelele 1 și 2, rezultatele experimentale privind influența uleiurilor TIN 125 EP și T 90 EP 2 (considerate uleiuri de bază) asupra presiunii limită de contract ($\sigma_{H\,lim}$), obținute pe modele experimentale — role, respectiv a uleiurilor M 40 și TIN 125 EP obținute pe modele experimentale — angrenaje.

Rezultatele experimentale ale limitelor de gripaj pentru uleiurile și materialele cercetate, sînt prezentate în figurile 1, 2, 3 și sînt exprimate prin forța normală maxim admisibilă pe unitatea de lățime (F_{n1}).

Prin interpretarea rezultatelor experimentale privind influența lubrifiantului asupra creșterii capacității portante la contact și la gripaj a angrenajelor se desprind următoarele

Tabelul 1

Material	Tratament	TIN 125 EP — Viscozitate relativă 16,5–18,4°E (50°C)			T 90 EP 2 — Viscozitate relativă 14°E (50°C)		
		Viscozitate cinematică ν (50°C) = 106 c St			Viscozitate cinematică ν (50°C) = 136 c St		
		Temp. medie de stabiliz. a uleiului în timpul probelor °C	Viscozit. cinematică la temp. de stabiliz. ν [cSt]	σ_{Hlim} [daN/mm²]	Temp. medie de stabiliz. a uleiului în timpul probelor °C	Viscozit. cinematică la temp. de stabiliz. ν [cSt]	σ_{Hlim} [daN/mm²]
41 MoC 11	Îmbunătățit	63	66	93	75	32	75
	CIF	66	57	132	77	29	112
	Nitrurat	68	53	152	77	29	130
40 C 10	Îmbunătățit	60	76	56	72	37	45
	CIF	65	62	119	73	37	105
	Nitrurat	68	53	140	70	34	125
OLC 45 x	Îmbunătățit	62	70	86	71	34	72
21 Mo MC 12	Cementat-călit	68	54	176	66	48	171

Tabelul 2

Material	Tratament	M 40 — Viscozitate relativă 12°E (50°C)			TiN 125 EP — Viscozitate relativă 18°E (50°C)			$\frac{\sigma_{Hlim}\ TiN\ 125\ EP}{\sigma_{Hlim}\ M\ 40}$
		Viscozitate cinematică ν (50°C) = 91 cSt			Viscozit. cinematică ν (50°C) = 136 cSt			
		Temp. medie de stabiliz. a uleiului în timpul probelor °C	Viscozitate cinematică la temp. de stabilizare ν [cSt]	σ_{Hlim} [daN/mm²]	Temp. medie de stabilizare a uleiului în timpul probelor °C	Viscozit. cinematică la temp. ν [cSt]	σ_{Hlim} [daN/mm²]	
21 Mo MC 12	Îmbunătățit	66	41	56	63	64	63	1,12
41 MoC 11	Cementat-călit	62	49	161	63,5	67	175	1,08

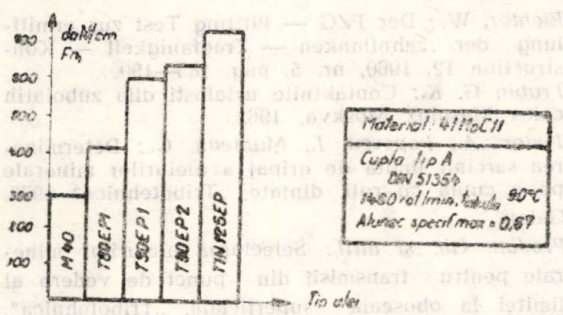


Fig. 1

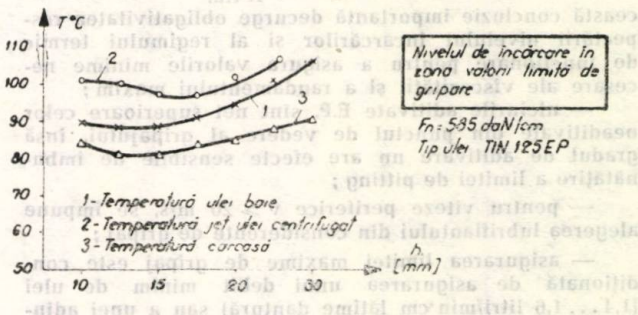


Fig. 2

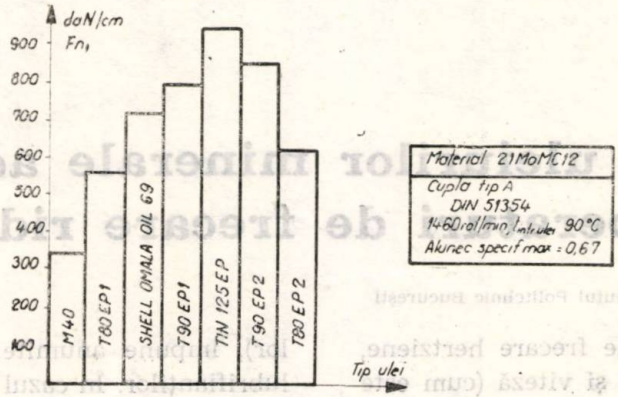


Fig. 3

Efecte economice directe, la nivelul anului 1980

Tabelul 3

Familia de produse	Gama de puteri [kW]	Putere medie [kW]	Greutate medie [kg]	Ore medii de funcționare pe an [h]	Creșterea capacității portante preconizată [%]	Creșterea randamentului preconizat [%]	Economia anuală de : Metal [tone]	Energie [MWh]	Energie mii lei
Reductoare cu angrenaje cilindrice cu 1, 2 și 3 trepte normale și suspendate pe cap arbore	0,5 ... 1000	25	3 0	6000	20	1,5	490	15750	9922
Reductoare cu angrenaje cilindrice coaxiale	0,3 ... 380	12	105	6000	16	1	202	8640	5443
Reductoare conice cu o treaptă	0,8 ... 400	12	100	6000	12	1	18	1080	680
Reductoare cilindro-conice	0,7 ... 1200	80	420	6000	16	1	941	67200	42336
Reductoare planetare cu 1, 2 și 3 trepte	1 ... 700	16	160	6000	20	1,5	128	5760	3629
Motoreductoare cu angrenaje cilindrice	0,3 ... 45	7,5	180	4000	18	1,5	1555	21600	13608
Motoreductoare cu angrenaje conice	0,3 ... 30	5	80	4000	12	1	12	240	151
Motoreductoare cu angrenaje planetare	0,3 ... 60	7,5	80	4000	20	1,5	157	4440	2797
Reductoare de construcție specială cu angrenaje cilindrice executate în serie	5 ... 800	10	150	4000	14	1	420	8000	5040
Reductoare de mare putere cu angrenaje cilindrice	100 ... 2000	400	5200	6000	14	1	87	2880	1814
Total							4010	135590	85420

concluzii :

— creșterea capacității portante la presiunea de contact a angrenajelor este influențată în principal de mărimea vîscozității uleiului, ($\sigma_{H\,\mathrm{lim}} \sim \nu^{1/4}$); din această concluzie importantă decurge obligativitatea respectării nivelului încărcărilor și al regimului termic de funcționare pentru a asigura valorile minime necesare ale vîscozității și a randamentului maxim ;

— uleiurile aditivate E.P. sînt net superioare celor neaditivate din punctul de vedere al gripajului, însă gradul de aditivare nu are efecte sensibile de îmbunătățire a limitei de pitting ;

— pentru viteze periferice $v \geqslant 20$ m/s, se impune alegerea lubrifiantului din considerente de gripaj ;

— asigurarea limitei maxime de gripaj este condiționată de asigurarea unui debit minim de ulei (1,4 ... 1,6 litri/min·cm lățime dantură) sau a unei adîncimi optime de imersare (1,5 ... 2) h (h — înălțimea dinților angrenajului).

Efectele economice ale cercetărilor privind influența lubrifierii asupra fiabilității și capacității portante a angrenajelor sînt ilustrate în tabelul 3.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Richter, W.:* Der FZG — Pittting Test zur ermittlung der zahnflanken — Tragfanigkeit — Konstruction 12, 1960, nr. 5, pag. 185—190.

[2] *Trubin G. K.:* Contaktniie ustalosti dlia zuboiatîh coles Maşghiz Moskva, 1962.

[3] *Tudor, A., Popescu, I., Muntean, C.:* Determinarea sarcinii limită de gripaj a uleiurilor minerale pe o cuplă cu roți dințate. „Tribotehnica" 1978, Galați.

[4] *Prodan, Gh. și alții:* Selectarea uleiurilor minerale pentru transmisii din punct de vedere al limitei la oboseală superficială. „Tribotehnica", 1978, Galați.

CZ : 621.891

Comportarea uleiurilor minerale aditive E. P. la temperaturi de frecare ridicate

Șef lucr. ing. A. **TUDOR** — Institutul Politehnic București

Funcționarea cuplelor de frecare hertziene, în condiții grele de sarcină și viteză (cum este cazul, în special, al angrenajelor și rulmenților), impune anumite cerințe de performanță lubrifianților. În cazul utilizării raționale a oțelurilor cementat-călite sau C.I.F. pentru exe-

cutarea elementelor cuplelor de frecare, cauza principală a scoaterii din funcţiune este gripa-rea termică [1], [2].

În acest context, lucrarea de faţă îşi propune să pună în evidenţă comportarea uleiurilor minerale aditivate E.P. la temperaturi de frecare ridicate, temperaturi ce apar în cuple hertziene liniare.

Dată fiind complexitatea fenomenelor din zona de contact ce concură la mărimea şi evoluţia temperaturii, se acceptă, ca ipoteză simplificatoare, că temperatura de frecare din zona de alunecare pentru viteze foarte mici (0,3 1,3 mm/min) este aproximativ egală cu temperatura uleiului din apropierea zonei de contact [3], [4].

În această ipoteză metodologică, se urmăreşte experimental evoluţia coeficientului de frecare şi a uzării cu temperatura, pentru diferiţi lubrifianţi, în prezenţa aceleiaşi sarcini, viteze şi stare a suprafeţei.

Schema de principiu a standului de încercări se prezintă în figura 1. Viteza de alunecare a epruvetei cilindrice superioare este de 1,3 mm/min. Dispozitivul de încărcare este de tip cu arc tarat. Încălzirea uleiului de cercetat

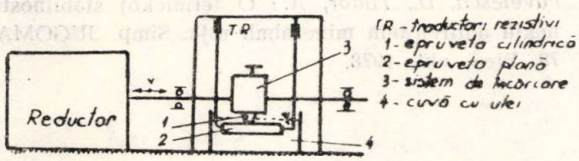


Fig. 1

se face indirect cu o rezistenţă electrică montată în cuva cu ulei degradat termic.

Sensibilitatea mărită a sistemului de măsurare a forţei de frecare permite punerea în evidenţă a coeficientului de frecare pentru diferite temperaturi ale uleiului de cercetat.

În figurile 2 şi 3 se prezintă evoluţia coeficientului de frecare pentru un ulei neaditivat (M 30), respectiv aditivat, cu aditivi de extremă presiune (TIN 125 EP).

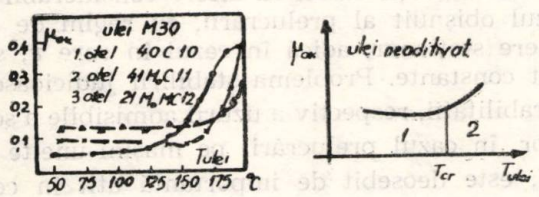


Fig. 2

În această dependenţă a coeficientului de frecare se definesc următoarele temperaturi caracteristice :

— temperatura critică a uleiului (T_{cr}), la care coeficientul de frecare creşte rapid pentru uleiurile neaditivate conducînd la gripare, iar pentru cele aditivate E.P., creşterea este mai lentă fără a conduce însă la gripaj ;

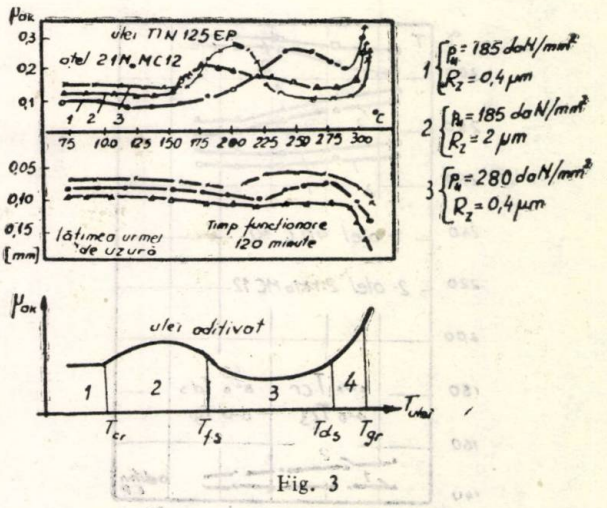


Fig. 3

— temperatura de formare a stratului de interacţiune a uleiului aditivat cu microgeometria (T_{fs}), care caracterizează disocierea aditivilor activi din ulei şi apariţia reacţiilor chimice pe suprafaţa de frecare care formează un strat cu rezistenţă mică la alunecare, strat ce îndeplineşte rolul unui lubrifiant ;

— temperatura de distrugere a stratului ($T_{d.s}$), la care coeficientul de frecare începe să crească din nou ;

— temperatura de gripare (T_{gr}) care caracterizează existenţa contactului metalic şi creşterea bruscă a coeficientului de frecare.

De remarcat că la temperaturi de frecare relativ mici (50—150°C), uleiurile minerale neaditivate se comportă mai bine sub aspectul coeficientului de frecare şi implicit al randamentului, decît uleiurile aditivate.

În schimb, în zona temperaturilor înalte (200—300°C), uleiurile neaditivate nu pot suporta nici un fel de sarcină hertziană deci incomparabile cu uleiurile aditivate E.P.

Un aspect interesant, din punct de vedere ştiinţific şi economic, îl constituie faptul că procentul de aditivi E.P. în ulei trebuie să fie optim. Astfel, în figurile 4, 5 se indică valo-

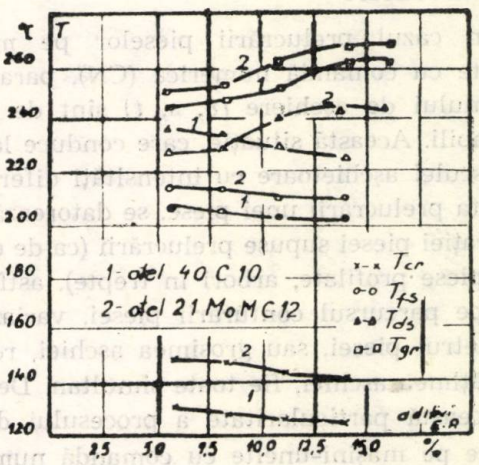


Fig. 4

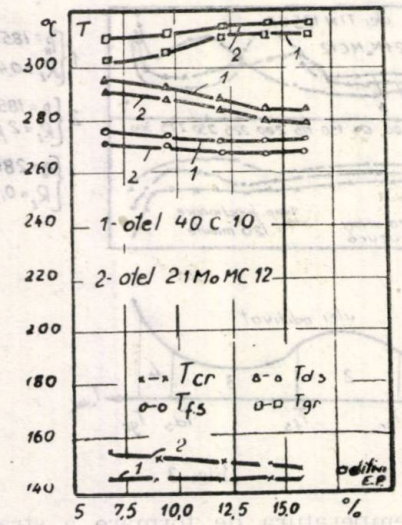


Fig. 5

rile temperaturilor caracteristice pentru două uleiuri de bază T 80, respectiv TIN 125, cu diferite concentrații de aditivi E.P. (elementele cuplei de frecare executate din oțel 40 C 10 și 21 MoMC 12).

Din analiza dependenței temperaturilor caracteristice de procentul de aditivi, se constată că valoarea maximă admisibilă a concentrației de aditivi E.P. în uleiurile minerale destinate cuplelor hertziene liniare este de 11—12%.

De asemenea, se observă că procentul de aditivi are pondere diferită în creșterea temperaturii de gripare pentru cele două oțeluri cercetate, lucru explicabil prin termoenergetica microlocală a contactului real.

Din cele prezentate se poate reține că alegerea uleiurilor minerale aditivate E.P. pentru cuple hertziene liniare trebuie făcută cu discernămînt, în funcție de temperatura de frecare. Pentru temperaturi reduse nu este necesară utilizarea uleiurilor aditivate întrucît randamentul este mai mic, dar mărește siguranța în funcționare atunci cînd, din condiții obiective, apar suprasarcini de scurtă durată, suprasarcini ce ar avea ca efect mărirea temperaturii de frecare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Drozdov, I. N.* Teplovoi aspect problemî zaedania Katiascihsia so scoljeniem tel. „Mașinovedenia", 1972, Nr. 2.

[2] *Niemann, G. Lechner, G.:* Die Fres-Grenzlast bei Stirnrädern aus Stahl. Erdöl und Kohle 1967, 20, nr. 2.

[3] *Tudor, A.,* Contribuții privind influența regimului termic al danturii asupra apariției gripajului la angrenaje metalice cilindrice cu dinți drepți. Teză doctorat I. P. Buc., 1979.

[4] *Pavelescu, D., Tudor, A.:* O termickoj stabilnosti nekih aditiviranih mineralmh ulja. Simp. JUGOMA 78, Bled, okt. 1978.

CZ : 620.178.1.004.6:621.91.07:621.91.07

Determinarea uzurii cuțitelor de strung în cazul strunjirii cu regimuri variabile de așchiere

Prof. dr. ing. Ștefănuță **ENACHE**, ș. l. dr. ing. Alexandru **DORIN**, ș. l. ing. Eugen **STRĂJESCU**, as. ing. Ioan **TĂNASE**, ing. Ioan **MARINESCU** — Institutul Politehnic București

Introducere

În cazul prelucrării pieselor pe mașini-unelte cu comandă numerică (CN), parametrii regimului de așchiere *(v, s, t)* sînt de obicei variabili. Această situație, care conduce la uzarea sculei așchietoare cu intensități diferite pe durata prelucrării unei piese, se datorează configurației piesei supuse prelucrării (ca de exemplu piese profilate, arbori în trepte), astfel încît, pe parcursul conturării piesei, variază fie diametrul piesei, sau grosimea așchiei, respectiv lățimea așchiei, fie toate simultan. Desigur, că această particularitate a procesului de așchiere pe mașini-unelte cu comandă numerică face ca procesul de uzură și problema stabilirii durabilității sculei să difere considerabil de cazul obișnuit al prelucrării, cu regim de așchiere staționar, adică în cazul în care v, s, t sînt constante. Problema stabilirii judicioase a durabilității, respectiv a uzurii admisibile a sculelor, în cazul prelucrării pe mașini-unelte cu CN, este deosebit de importantă atît în ceea ce privește asigurarea aceleiași precizii și rugozități a suprafețelor prelucrate a piesei, cît și sub aspectul exploatării în mod eficient a sculelor așchietoare respective.

În lucrare se propune un model matematic, verificat pe cale experimentală de autori, pentru determinarea durabilității efective a sculelor folosite pe strungurile cu comandă numerică.

Modelul matematic pentru stabilirea durabilității

În cadrul acestui model se pornește de la relația (1), dintre uzura sculei pe fața de așchiere (h_α), timpul de așchiere τ și parametrii regimului de așchiere (v, s, t), respectiv viteza de așchiere, avansul și adîncimea de așchiere.

$$h_\alpha = C_h \cdot \tau^m \cdot v^n \cdot s^p \cdot t^q$$

Pentru un regim oarecare de așchiere, se va obține, după τ_i minute de prelucrare, uzura:

$$h_{\alpha_i} = C_h \cdot \tau_i^m \cdot v_i^n \cdot s_i^p \cdot t_i^q$$

Dacă se consideră că la prelucrarea întregii piese intervin k regimuri de așchiere, se vor obține uzurile :

$$h_{\alpha_1} = C_h \cdot \tau_1^m \cdot v_1^n \cdot s_1^p \cdot t_1^q$$

$$h_{\alpha_2} = C_h \cdot \tau_2^m \cdot v_2^n \cdot s_2^p \cdot t_2^q$$

$$\vdots$$

$$h_{\alpha_k} = C_h \cdot \tau_k^m \cdot v_k^n \cdot s_k^p \cdot t_k^q$$

Însumînd relațiile se va obține :

$$\sum_{i=1}^{k} h_{\alpha_i} = \sum_{i=1}^{k} C_h \cdot \tau_i^m \cdot v_i^n \cdot s_i^p \cdot t_i^q$$

Ținînd seama de faptul că :

$$h_{\alpha_{adm}} = C_h \cdot T_i^m \cdot v_i^n \cdot s_i^p \cdot t_i^q$$

rezultă că :

$$C_h v_i^n \cdot s_i^p \cdot t_i^q = \frac{h_{\alpha_{adm}}}{T_{im}^m}$$

și relația devine :

(1)

$$\sum_{i=1}^{k} h_{\alpha_i} = \sum_{i=1}^{k} h_{\alpha_{adm}} \left(\frac{\tau_i}{T_i}\right)^m = h_{\alpha_{adm}} \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{\tau_i}{T_i}\right)^m$$

Punînd condiția ca :

$$h_{\alpha_{adm}} \geqslant \sum_{i=1}^{k} h_{\alpha_i}$$

și înlocuind în relația (1) rezultă :

$$h_{\alpha_{adm}} \geqslant \Sigma\, h_{\alpha_i} = h_{\alpha_{adm}} \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{\tau_i}{T_i}\right)^m \qquad (2)$$

adică :

$$h_{\alpha_{adm}} \geqslant h_{\alpha_{adm}} \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{\tau_i}{T_i}\right)^m$$

Simplificînd cu $h\,\alpha_{adm}$ rezultă relația :

$$1 \geqslant \sum_{i=1}^{k} \left(\frac{\tau_i}{T_i}\right)^m \qquad (3)$$

Pentru a arăta modul de utilizare a relației (3) la stabilirea durabilității sculei, se va considera cazul prelucrării unui arbore în trepte pe un strung cu comandă numerică.

Regimul de așchiere la o „i" trecere la prelucrarea treptei „j" este t_{ji}, s_{ji}, v_{ji}. Timpul de așchiere în acest caz este :

$$\tau_{ij} = \frac{\pi D_{j(i-1)} \cdot l_j}{10^3 s_{ji} \cdot v_{ji}}$$

în care D_{ji} este diametrul obținut la a i-a trecere la prelucrarea treptei j.

Pentru calculul diametrelor intermediare se folosește relația de recurență :

$$D_{ji} = D_{j(i-1)} - 2t_{ji}$$

pentru $i = 1 \ldots k$; $j = 1 \ldots M$

Timpul necesar așchierii treptei j este :

$$\tau_j = \sum_{i=1}^{k} \tau_{ji}$$

Timpul total de așchiere al piesei va fi :

(4)

$$\tau = \sum_{j=1}^{M} \tau_j = \sum_{j=1}^{M} \sum_{i=1}^{k} \tau_{ji} = \sum_{j=1}^{M} \sum_{i=1}^{k} \frac{\pi D_{j(i-1)} l_j}{10^3 s_{ji} v_{ji}}$$

Relația (4) permite calcularea timpului efectiv de mașină. În situația în care relația (3) este verificată, rezultă că timpul de prelucrare dat de relația (4) poate fi considerat chiar durabilitatea efectivă a sculei, conform condiției :

$$\sum_{j=1}^{M} \sum_{i=1}^{k} \frac{\pi D_{j(i-1)} l_j}{10^3 \cdot s_{ji} \cdot v_{ji}} \leqslant T_{ef \cdot sc} \qquad (5)$$

Relația (5) reprezintă totodată condiția ca scula să fie exploatată în mod eficient. Utilizarea în practică a relațiilor (3), (4), (5) se va face în modul următor :

Se aleg $(n-1)$ regimuri de așchiere cu care se efectuează $(n-1)$ prelucrări pe piesă astfel încît vor rezulta $(n-1)$ valori pentru τ_i adică $\tau_1 \ldots \tau_{n-1}$). Suma celor $(n-1)$ timpi reprezintă timpul de mașină pentru $(n-1)$ operații de prelucrare din relația :

(6)

$$N(\tau_1 + \tau_2 + \cdots + \tau_{n-1} + \tau_n) = T_{ef \cdot sc} \leqslant T_{norm}$$

unde N este numărul pieselor ce se prelucrează între două reascuțiri. Se calculează timpul τ_n și se determină regimul de așchiere corespunzător operației n, în așa fel încît această operație să dureze τ_n minute, conform relației :

(7)

$$\left[\frac{\tau_1(\varepsilon_1)}{T_1(\varepsilon_1)}\right]^m + \left[\frac{\tau_2(\varepsilon_2)}{T_2(\varepsilon_2)}\right]^m + \cdots + \left[\frac{\tau_n(\varepsilon_n)}{T_n(\varepsilon_n)}\right]^m \leqslant 1$$

în care :

— $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \ldots \varepsilon_n$ — reprezintă regimurile de aşchiere corespunzătoare a n operaţii de prelucrare;

— $T_1, T_2, \ldots T_n$ reprezintă durabilităţile calculate dacă prelucrarea s-ar face numai cu regimul ε_i, pînă la uzarea completă a sculei.

De menţionat faptul că determinarea timpului τ_n în modul arătat mai înainte trebuie să asigure durabilitatea impusă a sculei aşchietoare (durabilitatea normată).

Din relaţia (6) se determină durabilitatea efectivă a sculei (care să asigure efectuarea a n operaţii sau prelucrarea a n piese fără să fie necesară reascuţirea sculei) în felul următor :

$$\left(\frac{\tau_n}{T_n}\right)^m \leqslant 1 - \sum_{i=1}^{m-1} \left(\frac{\tau_i}{T_i}\right)^m \qquad (8)$$

adică :

$$T_n \geqslant \frac{\tau_n}{\left[1 - \sum_{i=1}^{n-1} \left(\frac{\tau_i}{T_i}\right)^m\right]^{1/m}} \qquad (9)$$

Pe de altă parte, T_n se calculează conform relaţiei cunoscute :

$$T_n = \left[\frac{C_v k_v}{v_n \cdot t_n^{x_v} \cdot s_n^{y_v} \left(\frac{HB}{200}\right)^{n_v}}\right]^z$$

în care z este exponentul durabilităţii relative, iar ceilalţi coeficienţi sînt daţi în literatura de specialitate sau în normative pentru regimuri de aşchiere.

Pentru ca prelucrarea piesei sau pieselor să fie posibilă fără necesitatea reascuţirii sculei şi respectiv a se asigura durabilitatea normată este necesar ca :

$$T_{\text{ef.maş}} < \frac{1}{n} T_{\text{ef. sc.}}$$

în care n este numărul de piese prelucrate.

Ca urmare :

$$\frac{\tau_n}{\left[1 - \sum_{i=1}^{n-1} \left(\frac{\tau_i}{T_i}\right)^m\right]^{1/m}} \leqslant \left[\frac{C_v \cdot k_v}{v_n \cdot t_n^{x_v} \cdot s_n^{y_v} \left(\frac{HB}{200}\right)^{n_v}}\right]^z$$

Din relaţia (11) stabilindu-se doi parametri ai regimului de aşchiere, de exemplu t şi v, se poate alege al treilea, s, în aşa fel încît prelucrarea să se termine înaintea depăşirii duratei de viaţă a sculei.

Verificarea experimentală a modelului matematic

Aceasta s-a făcut prin prelucrarea unui arbore cu trei trepte (fig. 1) din oţel marca OLC 45, avînd duritatea 229 HB, cu un cuţit

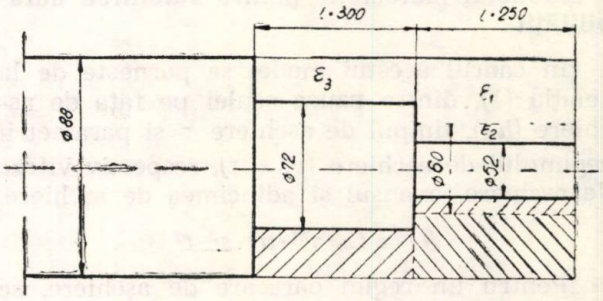


Fig. 1

armat cu plăcuţă din carbură metalică marca P 20 avînd următorii parametri geometrici : $\gamma = 8°$; $\alpha = \alpha_1 = 10°$; $\varkappa_0 = 90°$, $\varkappa_1 = 10°$; $\lambda = 0°$; $\gamma = 1$ mm şi secţiunea corpului cuţitului 16×16 mm.

S-a ales drept criteriu de uzură, uzura maximă admisibilă pe faţa de aşezare $h_{\alpha_{max}} = 0{,}8$ mm.

Exponentul m din relaţia (3) s-a determinat experimental, avînd valoarea $m = 0{,}8$.

Prelucrarea celor trei trepte ($j = 1, 2, 3$) ale piesei s-a efectuat cu regimurile de aşchiere ε_1, ε_2, ε_3 date în tabelul 1.

Pentru fiecare trecere s-au ales t, s şi s-a calculat cu relaţia lui Taylor viteza de aşchiere, astfel încît durabilitatea sculei să fie $T = 50$ min, considerîndu-se că scula ar lucra tot timpul cu regimul de aşchiere astfel determinat.

Considerîndu-se turaţiile existente ale strungului folosit (SN 400), s-au recalculat vitezele de aşchiere şi respectiv durabilităţile (T_i) ale sculei corespunzătoare situaţiei în care scula ar lucra tot timpul cu aceste regimuri. Prelucrarea piesei s-a efectuat cu regimurile calculate pentru fiecare treaptă înregistrîndu-se timpul de aşchiere efectiv şi mărimea uzurii cuţitului h_α.

La sfîrşitul prelucrării a rezultat $\sum_{i=1}^{n} \tau_{in} =$ $= 53'12''$, iar uzura sculei $h_\alpha = 0{,}78$ mm.

Ţinîndu-se seama că s-a adoptat criteriul de uzură $h_{\alpha_{max}} = 0{,}8$ mm, la care corespunde durabilitatea impusă $T_{imp} = 50$ min şi de faptul că $h_\alpha < h_{\alpha max}$, iar $\tau_{ir} \leqslant T_{imp}$, rezultă că modelul matematic propus este valabil, iar formulele respective permit stabilirea judicioasă a durabilităţii sculei care să asigure aceeaşi precizie şi rugozitate a tuturor suprafeţelor prelucrate şi totodată exploatarea eficientă a sculei aşchietoare.

Tabelul 1

Regim	Adîncime de aşchiere	Diametrul	Avansul	$V_i = \frac{242 \cdot 0{,}89}{T^{0{,}125} \cdot t^{0{,}18} \cdot s^{0{,}2} \left(\frac{22'}{200}\right)^{1{,}75}}$	$n_{i\,est} = \frac{1000\, V_{i\,est}}{\pi \cdot D_i}$	n_i real / maş.	$V_{ir} = \frac{\pi \cdot D_i \cdot n_{ir}}{1000}$	τ_{ic}	$T_i = \left[\frac{242 \cdot 0{,}89}{V_i t^{0{,}18} s^{0{,}2} \left(\frac{22'}{2\,0}\right)^{1{,}75}}\right]^{8}$		$\frac{\tau_{ic}}{T_i}$	$\left(\frac{\tau_{ic}}{T_i}\right)^{m}$
ε	t	D_i	s	$V_{i\,est.}$	$n_{i\,est}$	n_{ir}	V_{ir}	' "	C	" ' T_i	calc C		$m = 0{,}8$
ε_1	1	84	0,208	142,8	541	500	132	4'27"	4,46	68'22"	68,37	0,065	0,11
ε_1	1	80	0,208	142,8	568	500	125	4'14"	4,24	101	101	0,045	0,08
ε_1	1	76	0,208	142,8	598	500	120	4'1"	4,02	152	152	0,029	0,05
ε_1	1	72	0,208	142,8	631	500	113	3'49"	3,82	233	233	0,019	0,04
ε_1	1	68	0,208	142,8	668	650	138,8	3'37"	3,62	61	61	0,058	0,1
ε_1	1	64	0,208	142,8	710	650	130,7	3'24"	3,4	101	101	0,035	0,06
ε_1	1	60	0,208	142,8	757,5	650	122,5	3'10"	3,18	167	167	0,020	0,04
ε_2	1	56	0,15	152,3	865,6	800	140,7	3'50"	3,84	93	93	0,031	0,06
ε_2	1	52	0,15	152,3	932	800	130,6	3'33"	3,56	167	167	0,021	0,04
ε_3	1	84	0,218	141,1	534,7	500	131	5'8"	5,14	61	61	0,084	0,13
ε_3	1	80	0,218	141,1	561,4	500	125	4'52"	4,88	91'42"	91,7	0,053	0,09
ε_3	1	76	0,218	141,1	591	500	120	4'38"	4,64	138	138	0,033	0,06
ε_3	1	72	0,218	141,1	623,8	500	112,6	4'24"	4,40	211	211	0,020	0,04

BIBLIOGRAFIE

[1] *Bobrov, V.:* Asnovî teorii rezania metalov, Maşinostroenie, Moscova, 1975.

[2] *Enache, St., Minciu, C.:* Aşchiere şi scule aşchietoare. Litografiat IPB, Bucureşti, 1979.

CZ : 620.178.1.004.6:621.944

Uzura cilindrilor de laminor

Ing. Nicodin **CLEJ** — Combinatul Siderurgic Hunedoara

Introducere

În timpul laminării, între cei doi cilindri, are loc un proces de deformare plastică. Cilindrii de laminor trebuie să satisfacă următoarele cerinţe :

— rezistenţă mare la rupere, datorită solicitărilor la încovoiere şi torsiune ;

— rezistenţă la uzură, ca urmare a frecărilor dintre laminate şi cilindri ;

— rezistenţă la fisurare, ca urmare a şocurilor termice ;

— rezistenţă la exfoliere, datorită presiunilor de laminare ;

— o prindere bună a barei de laminat ;

— o finisare bună a suprafeţei laminatului ;

— o structură omogenă pe lungime şi secţiune.

Un avantaj mare este că nu toţi cilindrii trebuie să îndeplinească toate aceste condiţii, ci, în funcţie de tipul laminorului, cajă, profil şi calitatea suprafeţei laminatului, se caută să se aleagă cilindri cu caracteristicile cele mai adecvate.

În cele ce urmează ne vom ocupa numai de cilindrii pentru laminarea la cald.

Diversitatea mare a operaţiilor de laminare la cald îngreunează cunoaşterea precisă a solicitărilor, aceasta şi datorită unui număr mare

de tipo-dimensiuni de laminate, mărci de oţeluri ce se lamineză şi calităţi de cilindri utilizaţi.

În timpul laminării la cald, cilindrii sînt supuşi următoarelor solicitări :

— tribologice : uzură la cald, datorită alunecării dintre laminate şi cilindri ;

— termice : reţea de fisuri, datorită ciclului termic şi tensiunilor ;

— mecanice : încovoiere, torsiune, datorate procesului de laminare.

În cazul cilindrilor din oţel forjat, ruperea în sarcină este o problemă foarte rară şi numai accidentală, deci pentru aceşti cilindri se reţin, rezistenţa la uzură, la cald şi rezistenţa la fisurare termică.

Complexitatea solicitărilor a condus la diverse metode şi tehnici de încercare a materialelor cilindrilor. În acest sens s-au construit dispozitive, maşini (chiar şi caje de laminare), care să simuleze, pe cît posibil, condiţiile reale de lucru ale unor cilindri de lucru la cald. Cu ajutorul lor se poate măsura uzura şi se poate analiza fenomenul de fisurare termică şi oboseală.

Solicitările cilindrilor pentru laminare la cald

Solicitări mecanice. În timpul desfăşurării ciclului de laminare, cilindrii sînt supuşi la următoarele eforturi mecanice :

— efortul de încovoiere datorat sarcinii F aplicată în timpul laminării ;

— efortul de torsiune, urmare a momentului necesar pentru antrenare ;

— efortul de oboseală suportat de cilindri în timpul ciclurilor de laminare.

Solicitări tribologice. Procesul de laminare creează, pe suprafaţa de contact, tensiuni de compresiune, care se pot determina experimental (prin măsurare) sau calcula cu formele teoretice cunoscute. Această presiune specifică medie în timpul laminării la cald a oţelurilor de uz curent este de ordinul a 100—300 MN/m^2.

Baza fenomenului de uzură este acţiunea conjugată a presiunii de laminare şi frecare, datorită alunecării relative a laminatului în raport cu suprafeţele de lucru ale cilindrilor.

În cazul unui laminor bluming, viteza de alunecare în planul de intrare depinde de înălţimea blumului (lingoului) (H) şi de reducerea $(\triangle h)$. Viteza de alunecare între cilindri (V) şi produsul de intrare (VH) poate fi estimată cu relaţia :

$$V_a = V - VH = \left[\frac{\Delta h}{H} - \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{\Delta h}{2D}} - \frac{1}{f} \cdot \frac{\Delta h}{2D}\right)^2 \left(\frac{D}{H} - 1\right)\right] V,$$

unde :

f = coeficientul de frecare dintre blum şi cilindru la temperatura T ;
D = diametrul cilindrilor.

În cazul unui cilindru cu $D = 1000$ mm şi $h = 10\,\%$ se poate estima alunecarea în planul de intrare la circa 0,2 m/s.

Viteza de alunecare poate ajunge la valori mult mai mari, dacă lingoul sau blumul nu este prins imediat de cilindri, sau se blochează în timpul laminării. În acest caz, apare o patinare a cilindrului pe blum şi viteza de alunecare este egală cu viteza cilindrului.

Solicitări termice. În cazul cilindrilor pentru laminare la cald, variaţiile bruşte ale temperaturii la suprafaţa de contact generează, în cilindru, gradiente termice ridicate şi variabile. Fiecare fibră din cilindru tinde să se deformeze diferit, după valorile corespunzătoare temperaturii şi coeficientului de dilatare. Pentru a menţine continuitatea şi coeziunea, cilindrul se pune în stare de autotensiune.

Limita de elasticitate, care scade rapid cu creşterea temperaturii, poate fi depăşită local de către aceste tensiuni termice, ce provoacă deformări plastice, care, la rîndul lor, vor da naştere, într-un timp mai scurt sau mai lung, la fisuri superficiale. Fenomenul acesta se produce în special în momentul cînd cilindrul este răcit şi supus tensiunii de tracţiune.

La înţelegerea acestui fenomen ne ajută foarte mult cunoaşterea formei ciclului tensiune — deformaţie în timpul ciclului termic. Pentru aceasta trebuie făcut un calcul al temperaturii în suprafaţa de contact.

Cilindrul cu temperatura θ_2 vine în contact cu laminatul care are temperatura θ_1 în momentul $t = 0$. În intervalul timpului de contact τ, căldura difuzează în suprafaţa cilindrului la o anumită adîncime e. Această penetraţie a căldurii este dată de expresia :

$$e = \sqrt{\frac{12 \cdot K \cdot \tau}{\rho c}}$$

în care :

ρ = masa volumetrică ;
c = capacitatea calorică ;
k = conductibilitatea termică.

Temperatura suprafeţei de contact θs este dată de suprapunerea a două fenomene fizice distincte :

— difuzia căldurii din blum θ_1 spre cilindru la temperatura $\theta_2 (\theta_1 > \theta_2)$;

— repartiţia (căldurii) energiei obţinută la frecarea dintre laminat şi cilindru.

Cu aproximaţie, distribuţia (căldurii) temperaturii se poate exprima :

$$\theta(x, \tau) = \theta(y, \tau) = \theta_s$$

$$\theta(z,\tau) = \theta_2 + (\theta_s - \theta_2)\left(1 - \frac{Z}{e}\right)^2$$

Distribuția este uniformă după x și y și parabolică după z.

Temperatura în suprafața de contact se poate exprima :

$$\theta_s = \theta_i + \theta_f$$

Temperatura instantanee de contact θ_i este dată de :

$$\theta_i = a\theta_1 \cdot + (1 + a)\,\theta_2$$

cu :

$$a = \frac{1}{1 + \sqrt{\frac{k_2 \cdot \rho_2 \cdot C_2}{k_1 \cdot \rho_1 \cdot C_1}}}$$

În cazul în care cilindrii sînt din oțel, cu aproximație, putem considera caracteristicile fizice (k, ρ, c) sensibil egale, și atunci temperatura instantanee de contact este egală cu jumătatea temperaturii laminatului.

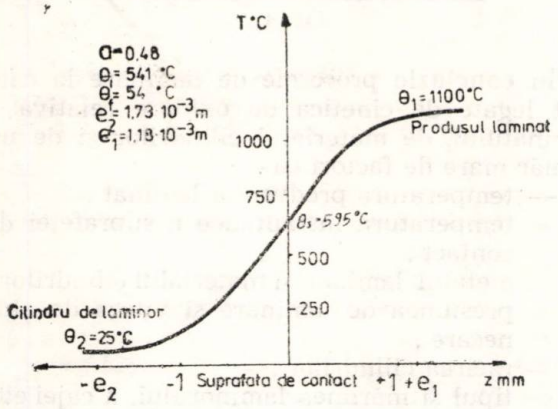


Fig. 1

Influența frecării asupra temperaturii de suprafață este pusă în evidență printr-o creștere a temperaturii (θ_f) care se poate exprima :

$$\theta_f = \frac{F}{I}\left(\frac{f \cdot V_a}{\sqrt{k_1 \cdot \rho_1 \cdot C_1}\sqrt{k_2 \cdot \rho_2 C_2}}\right) \cdot \sqrt{\frac{3}{V\sqrt{2D\Delta h}}},$$

în care F este sarcina totală a cajei și I înălțimea medie a laminatului.

Centrul de Cercetări Metalurgice din Liege, în urma unor experimentări și calcule, prezintă evoluția temperaturii în suprafața de contact așa cum se vede din figura 1.

Temperatura suprafeței laminatului este cuprinsă între 950—1150°C, iar a suprafeței de contact între 460 și 660°C.

După temperatura atinsă la suprafața de contact θ_s, ciclul tensiune — deformație se prezintă sub trei forme :

Oboseală în domeniu elastic

În acest caz temperatura suprafeței este inferioară temperaturii limitei de plasticitate, sau :

$$\theta_s < \theta_p$$

$$\text{cu : } \theta_p = \theta_2 + \frac{R_e^*(1 - \eta)}{\alpha \cdot E}$$

Oboseală în regim în domeniul elastic

În cazul în care suprafața de contact este la o temperatură intermediară între θ_p θ_c ,după o deformație plastică la începerea primului ciclu, ciclul termic aparține domeniului elastic.

Oboseală ciclică asimetrică

Cînd temperatura θ_s este mai mare ca temperatura critică, ciclarea este însoțită de o deformare plastică la fiecare ciclu. Astfel apare o nouă noțiune de temperatură critică a suprafeței, care provoacă procesul de oboseală ciclică asimetrică, sau :

$$\theta_c = \theta_2 + \frac{(R_e + R)(1 - \eta)}{\alpha \cdot E}$$

Fisurarea termică a cilindrilor. Pentru a cunoaște mai bine comportarea reală a suprafeței cilindrului, trebuie să se țină seama de variația cu temperatura a următorilor factori :

— limita de elasticitate atît la tracțiune cît și la compresiune ($-R_e^*$, R) ;

— modulul de elasticitate (E) ;

— coeficientul de dilatare termică (α).

Tensiunile mecanice date de procesul de laminare la cald sînt reduse față de alte solicitări și pot fi neglijate, dar tensiunile termice și tensiunile reziduale sînt foarte mari și ele sînt puse în evidență de ciclurile termice ulterioare.

În urma unor cercetări și experimentări se pot trage următoarele **concluzii** privind fisurarea termică :

— amorsarea unei fisuri este legată de fragmentarea celulară a structurii de oxizi ;

— cinetica fenomenului este strîns legată de rezistența mecanică la cald a materialului cilindrului.

Fisurarea unui cilindru din oțel prezintă două rețele bine distincte și anume :

— o rețea de fisuri foarte mici (1—2 mm) și cu adîncime mică de 2—5 mm ;

— o rețea de fisuri mari (8—10 mm), cu adîncimea (10—20 mm) sau, în cazuri accidentale, și mai mare.

În figura 2, este prezentată fotografia unei rețele de fisuri la un cilindru de la bluming 1000. Fotografia este făcută la 1/2 dintr-o campanie de laminare. Ea este cauzată de deformația plastică datorită schimbărilor puternice de temperatură în stratul superficial al cilindrului.

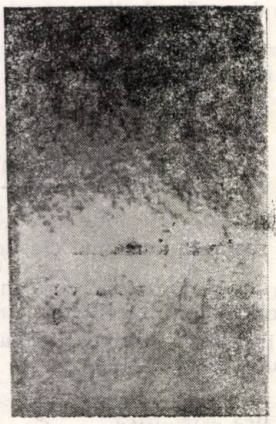


Fig. 2

În figurile 3, a și b se prezintă aceeași suprafață la sfîrșitul campaniei de laminare (uzură maximă) : rețeaua s-a mărit. Această rețea mare s-a format ca urmare a penetrației fisurilor mici în urma solicitărilor termice și mecanice ciclice nesimetrice și mari.

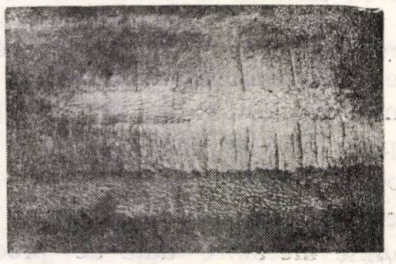


Fig. 3 a

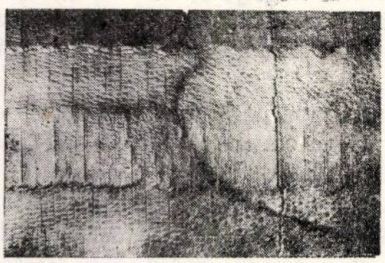


Fig. 3 b

Fenomenul de uzură al cilindrilor

Rezistența la uzură este influențată de foarte mulți factori și la evaluarea ei trebuie să ținem seamă de condițiile de lucru și materialele prezente în procesul de laminare.

În cazul cilindrilor, factorul principal este frecarea datorită alunecărilor dintre cilindri și laminate, dar ea trebuie privită ca un fenomen mai complex, după cum laminarea se face uscat sau lubrificat, dacă există abraziune creată de produsele de uzură sau particule străine.

La temperatura de laminare (960—1180°C) fierul prezintă trei straturi de oxidare și anume :

— un strat în contact cu metalul, format din oxid feros, cu duritatea de 270—350 HV ;

— un strat intermediar din oxid fero-feric, cu duritatea de 1030 HV ;

— un strat superficial din trioxid de fier, cu duritatea 420—450 HV.

Procesul de laminare are loc în prezența acestor oxizi ; ori cilindrii din oțel au duritatea cuprinsă între 250—350 HV, deci toți acești produși de oxidare supun suprafața de lucru la o abraziune intensă.

În figura 4 se prezintă fotografia flancului unui calibru de la bluming 1000 mm ; uzura care se vede este caracterizată prin zmulgeri și depuneri de metal.

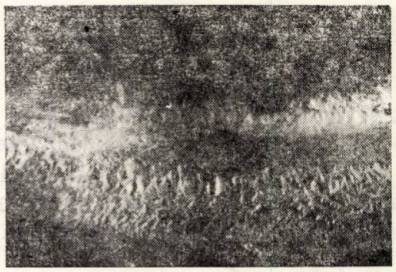


Fig. 4

În **concluzie** procesele de laminare la cald sînt legate de cinetica de oxidare relativă a laminatului, de materialul cilindrilor și de un număr mare de factori ca :

— temperatura produsului laminat ;
— temperatura instantanee a suprafeței de contact ;
— metalul laminat și materialul cilindrilor ;
— presiunea de laminare și viteza de alunecare ;
— răcirea cilindrilor ;
— tipul și mărimea laminorului, a cajei etc.

Materialul pentru cilindri

Cilindrii pentru laminare se confecționează din oțel sau fontă. Oțelurile cu carbonul mediu 0,7% și aliate cu Cr-Mo, Ni-Cr-Mo și cu o structură perlitică (duritate 250—300 HB) rezistă bine la uzură. Rezistența la uzură crește dacă oțelul este îmbunătățit pentru că are în structură martensită. În acest caz trebuie să avem o răcire bună.

O altă posibilitate de creștere a rezistenței la uzură constă în intercalarea carburilor în masa de bază.

Continuînd această idee și crescînd cantitatea de carburi se ajunge în final la cilindri cu crustă dură, care au în structură circa 50% carburi.

În prezent materialele pentru cilindri ocupă toată gama, începînd de la oțelul perlitic pînă la fontele extradure. Menționăm că o rezistență bună la uzură o au oțelurile grafitate, oțelurile (cu carbon ridicat $C = 1{,}8—2{,}2\%$) cu

structură ledeburitică, fontele modulare aliate, fontele indefinite și cilindri cu crustă dură maleabilizați.

Este foarte important de a se urmări modul de comportare la uzură a diverselor calități de cilindri, mai ales dacă se ține seama că același material se comportă diferit de la un laminor la altul, de la o cajă la alta și de la un profil la altul.

În figura 5 este prezentată alura curbelor de uzură pentru trei materiale diferite oțel forjat, oțel ledeburitic și fontă nodulară utilizate pentru cilindri de la același laminor, cajă și profil.

Concluzii

În prezent există puține date privind mecanismul de uzură al cilindrilor pentru laminarea la cald și este clar că alegerea materialului pentru aceștia nu va fi optimă. Alegerea calitativă a rămas pînă în zilele noastre o chestiune de practică și experiență. Exigențele sînt așa de complementare și uneori așa de contradictorii, că numai utilizarea în exploatare permite să se testeze valabil un cilindru.

Colaborarea directă dintre consumator și fabricanții de cilindri a permis să se mărească foarte substanțial durata de viață în exploatare a cilindrilor, în ciuda faptului că mai plătim și azi tribut necunoașterii.

Un laborator de cercetare și apoi de testare în serviciu, poate să aducă un aport substanțial în această problemă complexă.

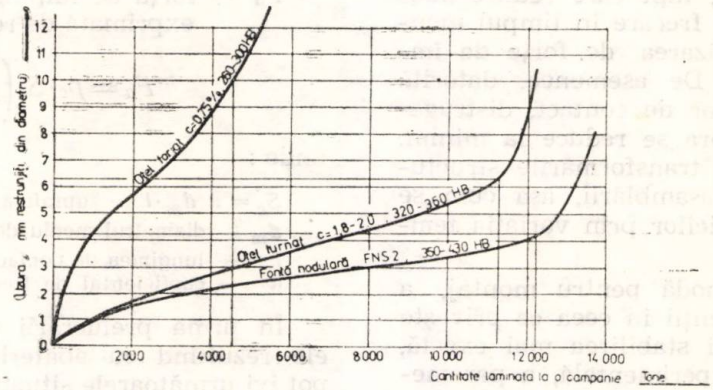


Fig. 5

BIBLIOGRAFIE

[1] *Țelikov, A. I., Mironov, V. V.:* Laminare. Ed. Teh. București, 1961.

[2] * * *: Kontactnoe trenie v protessah obrabotki metallov davleniem. Ed. Metallurgia, 1976, Moscova.

[3] * * *: Prospect firma „AKERS" (Suedia). Cilindri de laminor pentru oțel și metale neferoase.

[3] * * *: Prospect. Midland Rollmakers Limited, 1966.

[4] AB BOFORS — Cilindri călițI cu suprafață antiexfoliantă pentru laminare la rece.
AB AKERS — diferite calități de cilindri și utilizarea lor la laminoare. Simpozion la București, (23—24 mai 1972).

[5] * * *: Cilindri pentru laminoare moderne. Prospect firma „Sulzau Werfen" (Austria).

[6] * * *: Hitachi Rolls FOR HOT STRIP. Nr. E 112, E 113. HITACHI METAL (Japonia).

[7] *Magnée, A., Gaspard, C., Coutsouradis, D.:* Analyse des sollicitations de cylindres de travail a chaud (comunicare prezentată la a 15-a sesiune a oțelurilor speciale, Saint-Etienne 13—14 mai, 1976).

[8] *Clej, N.:* Criteriile de alegere și particularitățile de exploatare a cilindrilor turnați din fontă pentru laminoarele continue de la CSH. Culegere CNIT 1969.

CZ : 621.891:621.757

Considerații asupra frecării în asamblările cu strîngere montate hidraulic

Dr. ing. Constantin **VIORICA**, ing. Dragomir **DUMITRU** — Universitatea din Galați

Considerații generale

Montajul clasic al pieselor prin strîngere, pe suprafețe conice sau cilindrice, este o tehnică cunoscută de multă vreme. Bazată inițial pe aplicarea unei forțe axiale suficient de mari pentru a învinge rezistența, la deplasarea relativă a celor două piese (arbore și butuc), opusă de forțele de frecare, sau utilizînd variația dimensiunilor suprafeței de contact (fie prin încălzirea butucului, fie prin subrăcirea arborelui), metoda a atins destul de repede limite de aplicabilitate cauzate de :

— necesitatea, la piese de dimensiuni mari, de a se utiliza forţe de împingere extrem de mari sau, în cazul tehnicilor bazate pe variaţii de temperatură, un consum foarte mare de căldură sau agenţi refrigeratori ;

— un grad accentuat de distrugere a asperităţilor suprafeţelor de contact, datorită frecării uscate a acestora în timpul montajului cînd se utilizează împingerea axială.

Metoda montării hidraulice a eliminat aceste obstacole, mărind domeniul de aplicabilitate al acestor asamblări.

În principiu, această metodă constă în crearea unui film fin de ulei sub presiune între suprafeţele de contact, fapt care reduce substanţial coeficientul de frecare în timpul montajului, permiţînd utilizarea de forţe de împingere mult reduse. De asemenea, datorită desprinderii suprafeţelor de contact, distrugerea asperităţilor acestora se reduce la minim. În plus, metoda evită transformările structurale ale materialelor asamblării, aşa cum se întîmplă în cazul tehnicilor prin variaţia temperaturii.

Metoda, foarte comodă pentru montaj, a impus însă unele pretenţii în ceea ce priveşte precizia de execuţie şi stabilirea mai exactă, pe cale teoretică şi experimentală, a parametrilor de montaj necesari.

O asamblare presată hidraulic (fig. 1) necesită pe faţa de contact a uneia din cele două piese (arbore sau butuc) un canal elicoidal sau o reţea de canale circulare unite printr-un canal de legătură, destinate distribuirii uleiului în lungul întregii suprafeţe.

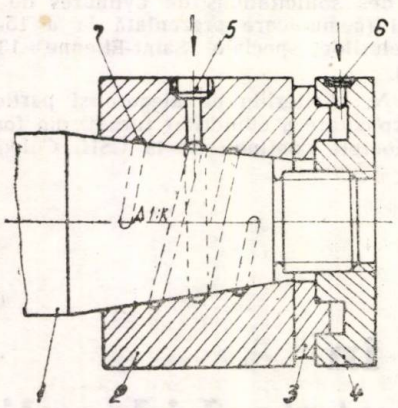


Fig. 1 Asamblare prin strîngere, montată hidraulic :
1 — arbore; 2 — butuc; 3 — piston presă axială; 4 — corp presă axială; 5 — intrare ulei dilatare; 6 — intrare ulei în presa axială; 7 — canal elicoidal de distribuţie.

Întrucît o astfel de asamblare se bazează, pentru transmiterea încărcării, pe forţele de frecare create între suprafeţele de contact, toate problemele legate de calculul asamblării au o strînsă legătură cu fenomenul de frecare.

În cele ce urmează autorii şi-au propus să analizeze o serie de implicaţii ale acestui fenomen.

Influenţa erorilor de prelucrare asupra parametrilor de montaj

Prin parametrii de montaj se înţeleg următoarele mărimi :

p_c — presiunea de contact între suprafeţele conice ;

Δ — strîngerea între suprafeţe ;

a — avansul axial ; $a = \Delta \cdot K$ ($1 : K$ — conicitatea) ;

F_a — forţa de împingere axială la montaj, exprimată de relaţia :

$$F_a = p_c \cdot S_c \left(\mu + \frac{1}{2K} \right) \qquad (1)$$

unde :

$S_c = \pi \, d_m \cdot l$ — suprafaţa de contact ;
d_m — diametrul mediu de contact ;
l — lungimea de contact ;
μ — coeficientul de frecare între suprafeţe.

În urma prelucrării celor două suprafeţe, ele rezultînd cu abateri de la conicitate, se pot ivi următoarele situaţii (fig. 2) :

În ambele cazuri există la capătul mai deschis al asamblării o abatere Δd a diametrului unei piese faţă de diametrul celeilalte.

Ca urmare, intrarea în contact a punctelor suprafeţelor nu are loc concomitent ci progresiv ca în figura 3 a.

Presiunea de contact între cele două piese va fi maximă în punctul **A** :

$$p(\Delta) = \frac{\Delta}{d \cdot B} \qquad (2)$$

unde B este factorul de formă şi material al asamblării :

$$B = \frac{1}{E_a} \left(\frac{1 + \vartheta_a^2}{1 - \vartheta_a^2} - \nu_a \right) + \frac{1}{E_b} \left(\frac{1 + \vartheta_b^2}{1 - \vartheta_b^2} + \nu_b \right)$$

$$\text{iar } \vartheta_a = \frac{d_i}{d_m} ; \quad \vartheta_b = \frac{d_m}{d_e} ;$$

ν_a şi ν_b — coeficienţii lui Poisson pentru arbore şi butuc ;

E_a şi E_b — modulele de elasticitate pentru arbore şi butuc.

Se consideră că presiunea (2) variază aproximativ liniar pe suprafaţa intrată în contact, pînă în punctul **X** unde se anulează.

Între suprafaţa intrată în contact S (Δ) şi strîngerea în punctul **A** există relaţia (fig. 3 b) :

$$S(\Delta) = S_c \frac{\Delta}{\Delta d} \qquad (3)$$

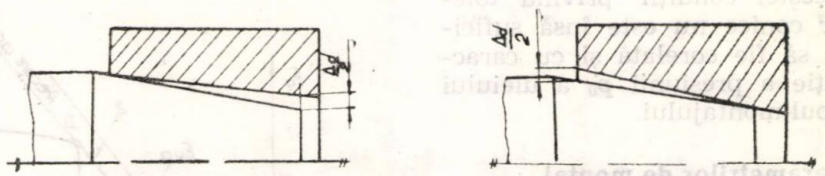
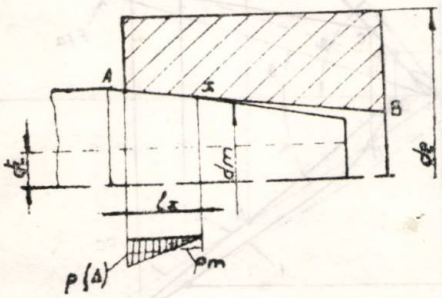


Fig. 2 Abateri ale conicității suprafețelor în contact.
a) contact inițial superior ; b) contact inițial inferior.



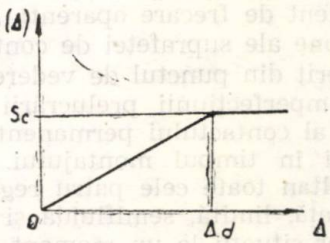


Fig. 3 Dependența suprafeței de contact de erorile de prelucrare.

Presiunea medie pe suprafața $S(\Delta)$ este :

$$p_m = \frac{p(\Delta)}{2} = \frac{\Delta}{2d \cdot B} \tag{4}$$

Înlocuind în relația (1), relația (4), în care s-a considerat $\Delta = \Delta d$ și $d = d_m$ (deci contactul este realizat pe întreaga suprafață conică), se obține forța axială inițială de montaj:

$$F_{ai} \Delta d \cdot \frac{S_c}{2d_m \cdot B} \left(\mu_u + \frac{1}{2K} \right) \tag{5}$$

unde μ_u — coeficient de frecare uscată, deoarece în această fază nu se poate realiza frecarea fluidă datorită neetanșeității naturale a spațiului dintre suprafețe.

Dacă Δn este strîngerea medie necesară, presiunea medie necesară pe suprafața de contact va fi :

$$p_n = \frac{\Delta n}{d_m \cdot B} \tag{6}$$

iar forța axială finală de montaj va fi :

$$F_{af} = p_n \cdot S_c \left(\mu_f + \frac{1}{2k} \right) \tag{7}$$

unde μ_f — coeficientul de frecare fluidă.

Deoarece se recomandă [6, 8] :

$$F_{ai} \leqslant \frac{F_{af}}{10}, \tag{8}$$

rezultă $\Delta d \leqslant \alpha \cdot \Delta n,$ (9)

unde

$$\alpha = 0{\cdot}2 \frac{\mu_f + \frac{1}{2K}}{\mu_u + \frac{1}{2K}}, \tag{10}$$

este coeficientul de toleranță a strîngerii.

Pentru ca forța axială inițială de montaj uscat F_{ai} să nu depășească 10% din forța axială finală de montaj, trebuie ca abaterea la diametru Δd să nu depășească $\alpha \cdot \Delta n$.

În figura 4 se arată dependența dintre coeficientul de toleranță al îmbinării α, conicitatea $l : K$ și coeficientul de frecare fluidă μ_f ce se urmărește a se obține la montaj, în cazul unei asamblări cu $\mu_u = 0{,}14$ (oțel pe oțel, rugozitatea 3,2 μm).

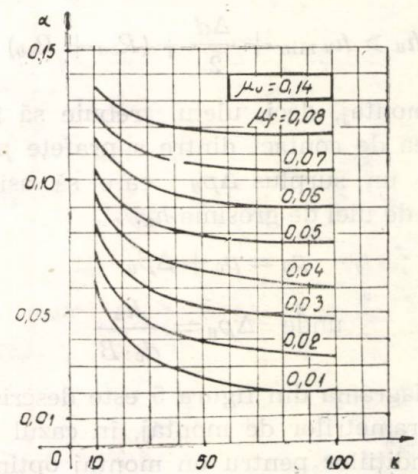


Fig. 4 Dependența coeficientului de toleranță al îmbinării cu conicitatea și coeficientul de frecare.

Respectarea acestei condiţii privind toleranţa suprafeţelor conice nu este însă suficientă, ea trebuind să fie corelată şi cu caracteristica de variaţie a presiunii p_0 a uleiului de dilatare în timpul montajului.

Optimizarea parametrilor de montaj

În cazul asamblărilor cu strîngere directă realizate hidraulic, pentru a se obţine forţe axiale de împingere cît mai reduse, este necesară reducerea coeficientului de frecare fluidă al asamblării μ_{fa} (prin μ_{fa} înţelegîndu-se un coeficient de frecare aparent). De fapt, diferitele zone ale suprafeţei de contact se comportă diferit din punctul de vedere al frecării, datorită imperfecţiunii prelucrării celor două conuri şi al contactului permanent la capetele asamblării în timpul montajului. Vor exista deci simultan toate cele patru regiuni de frecare : uscată, limită, semifluidă şi fluidă. Media acestor situaţii la un moment dat conduce la un coeficient de frecare μ_{fa} al asamblării, care în cazul ideal are valoarea coeficientului de frecare obţinut în regim fluid (film continuu de ulei).

Pentru realizarea unui regim fluid de ungere a suprafeţelor trebuie ca α, coeficientul de toleranţă al strîngerii, să aibă valori foarte mici, deoarece aceasta conduce la o distribuţie aproximativ constantă a presiunilor de contact, deci condiţii mai bune de autoetanşare a asamblării. Pentru valori mari ale lui α, există tendinţa uleiului de a scăpa printr-un capăt al asamblării, iar pentru a realiza presiunea de dilatare necesară este nevoie de debite mari de ulei.

În general, regimul de frecare fluid se realizează pentru grosimi ale peliculei de ulei $h_{u\,min} \geq 10$ μm [1]. Ţinînd cont de abaterea de diametru Δd, ca şi de rugozităţile suprafeţelor de contact, rezultă că grosimea peliculei de ulei necesară va fi :

$$h_u \geq h_{u\,min} + \frac{\Delta d}{2} + (R_{za} + R_{zb}) \qquad (11)$$

La montaj, deci, uleiul trebuie să învingă presiunea de contact dintre suprafeţe p_c şi să prezinte un surplus Δp_u care să asigure o peliculă de ulei de grosime h_u.

$$p_0 = p_c + \Delta p_u \qquad (12)$$

$$\text{unde} \quad \Delta p_u = \frac{h_u}{d_c \cdot B} \qquad (13)$$

În diagrama din figura 5 este descrisă evoluţia parametrilor de montaj, în cazul respectării condiţiilor pentru un montaj optim.

Dreptele F_{ua} şi F_{fa} reprezintă caracteristicile de montaj ideal (în absenţa abaterilor de

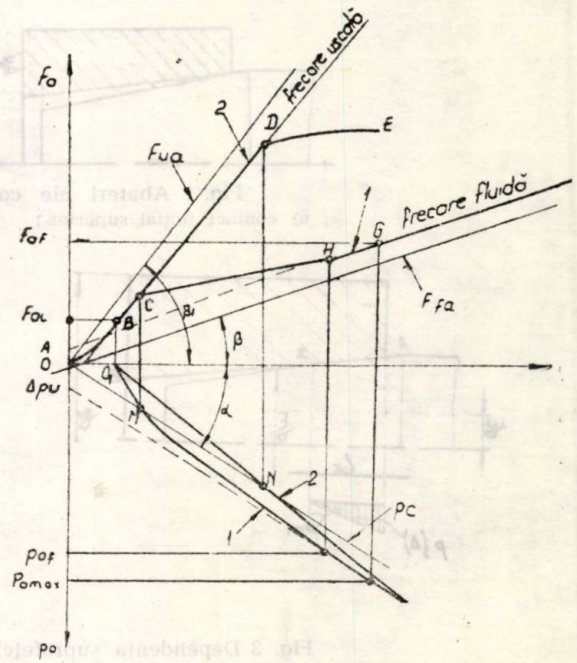


Fig. 5 Parametrii optimi de montaj.

conicitate şi a rugozităţii), pentru cazul montajului uscat şi respectiv fluid. Dreapta p_c reprezintă variaţia presiunii de contact cu avansul axial a, de asemenea, în cazul ideal. OB este variaţia parabolică a forţei axiale de montaj la intrarea progresivă în contact, la frecare uscată ; BD — variaţia forţei axiale de montaj la frecarea uscată ; CH şi DE — variaţia forţei axiale de montaj la frecarea semifluidă, iar HG — variaţia forţei axiale de montaj la frecarea fluidă.

În realitate, pentru a se realiza regimul de frecare fluidă, trebuie atinsă o caracteristică de presiune paralelă cu p_c şi situată la distanţa Δp_u. În practică, aceasta nu este posibil decît după realizarea autoetanşării asamblării, deci după ce cele două suprafeţe au fost puse în contact pe toată lungimea de către o forţă F_{ai} (punctul **B**). Dacă s-ar continua să se efectueze montajul uscat al celor două suprafeţe, caracteristica forţa axială — avans ar urma o variaţie liniară cu panta :

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{S_c}{K d_m \cdot B} \left(\frac{1}{2K} + \mu_u \right) \qquad (14)$$

Sînt posibile două situaţii :

a) — curbele 1 prezintă cazul cînd presiunea p_0 atinge repede regimul prescris, datorită unei prelucrări bune a suprafeţelor, sau unui debit suficient de mare al pompei de dilatare (punctul **M**, fig. 5). Din acest moment începe crearea peliculei de ulei între suprafeţe (presiunea de dilatare p_0 depăşeşte valoarea presiunii de contact p_c), proces corespunzător zonei CH de variaţie a forţei axiale de mon-

taj. În punctul **H** presiunea de dilatare p_{0f} atinge valoarea asigurării peliculei de ulei necesară frecării fluide, iar forța axială de montaj este optimă. Cu condiția menținerii presiunii p_0 pe dreapta prescrisă, forța axială de montaj descrie dreapta *HG*. Creșterea presiunii p_0 peste caracteristica optimă nu este recomandată deoarece coeficientul μ_{fa} nu mai poate să scadă ; crește în schimb componenta de respingere a butucului datorită conicității îmbinării.

b) — curbele 2 prezintă cazul cînd din diverse motive (execuție necorespunzătoare, debit mic al pompelor), presiunea de dilatare p_0 nu poate atinge caracteristica prescrisă. În acest caz, forțele de montaj sînt mult superioare, de abia din punctul **D** (curba 2), corespunzător punctului **N** de pe diagrama de variație a presiunii de dilatare, realizîndu-se un regim de frecare semifluidă.

De aici decurge necesitatea urmăririi cît mai riguroase, în timpul montajului, a parametrilor prescriși, atît pentru a asigura un montaj cu forțe reduse, cît și pentru a elimina — pe cît posibil — distrugerea rugozităților de pe suprafețele în contact, distrugere ce are loc la o frecare uscată.

Rezultatele experimentale privind montajul hidraulic

Rezultatele experimentale au fost stabilite la montarea hidraulică a unei elice pe arborele port-elice. Dimensiunile butucului presat precum și variația parametrilor de montaj sînt redate în figura 6, iar valorile experimentale sînt indicate în tabelul 1. Concluzia teoretică desprinsă anterior a fost verificată astfel experimental, obținîndu-se în timpul montajului cu ulei hidraulic H 30 un coeficient de frecare aparent care în regimul semifluid a fost cuprins între 0,02 ÷ 0,12 iar în regimul fluid 0,02 (fig. 7).

Rugozitatea suprafețelor în contact

În timpul montajului, cînd pe suprafață s-a creat pelicula de lubrifiant dar în același timp s-a asigurat și etanșarea la capetele asamblării datorită efectului de concentrare a tensiunilor (fig. 8) va exista simultan frecare fluidă și uscată între suprafețe, așa că poate fi stabilit doar un coeficient de frecare fluidă aparent (fig. 7). Suprafața totală de contact :

$$S_c = S_{cu} + S_{cf}, \quad \text{unde :} \tag{15}$$

S_{cu} — suprafața de contact uscat :

$$S_{cu} = S_1 + S_2$$

S_{cf} — suprafața de contact fluid.

Forța axială de montaj :

$$F_a = p \cdot S_c \left(\mu_{fa} + \frac{1}{2K} \right) \tag{16}$$

(17)

$$\text{dar : } F_a = pS_{cu}\left(\mu_u + \frac{1}{2K}\right) + S_{cf}\left(\mu_f + \frac{1}{2K}\right)$$

Din (6) și (7) rezultă :

$$S_{cu} = S_c \frac{\mu_{fa} - \mu_f}{\mu_u - \mu_f} \tag{18}$$

În cazul analizat la paragraful precedent : $\mu_u = 0{,}12$; $\mu_f = 0{,}01$ și $\mu_{fa} = 0{,}02$ se obține $S_{cu} = 9\%\ S_c$. Pentru $S_c = 1105$ cm² rezultă $S_{cu} = 100$ cm², astfel că lungimea de butuc pe care are loc frecarea uscată $l_{cu} = 2{,}89$ cm.

Ridicînd profilograma asperităților înainte și după montajul cu strîngerea maximă, se constată că pe o lungime de sub 5% din lungimea totală a butucului la fiecare capăt, are loc teșirea lor cu 1 μm (fig. 5). Restul suprafeței nu suferă modificări ale rugozității.

Tabelul 1

a[mm]	0,15	0,4	0,5	0,7	0,85	1	1,15	1,3	1,4	1,7	2	2,5
F_a[tf]	2,4	8,1	8,2	12	14	16	20	22	25	30	36,5	44,6
$p_0\left[\frac{daN}{cm^2}\right]$	—	200	250	300	350	400	450	500	550	600	750	900
μ_1	0,067	0,03	0,018	0,020	0,018	0,017	0,021	0,019	0,022	0,022	0,024	0,022

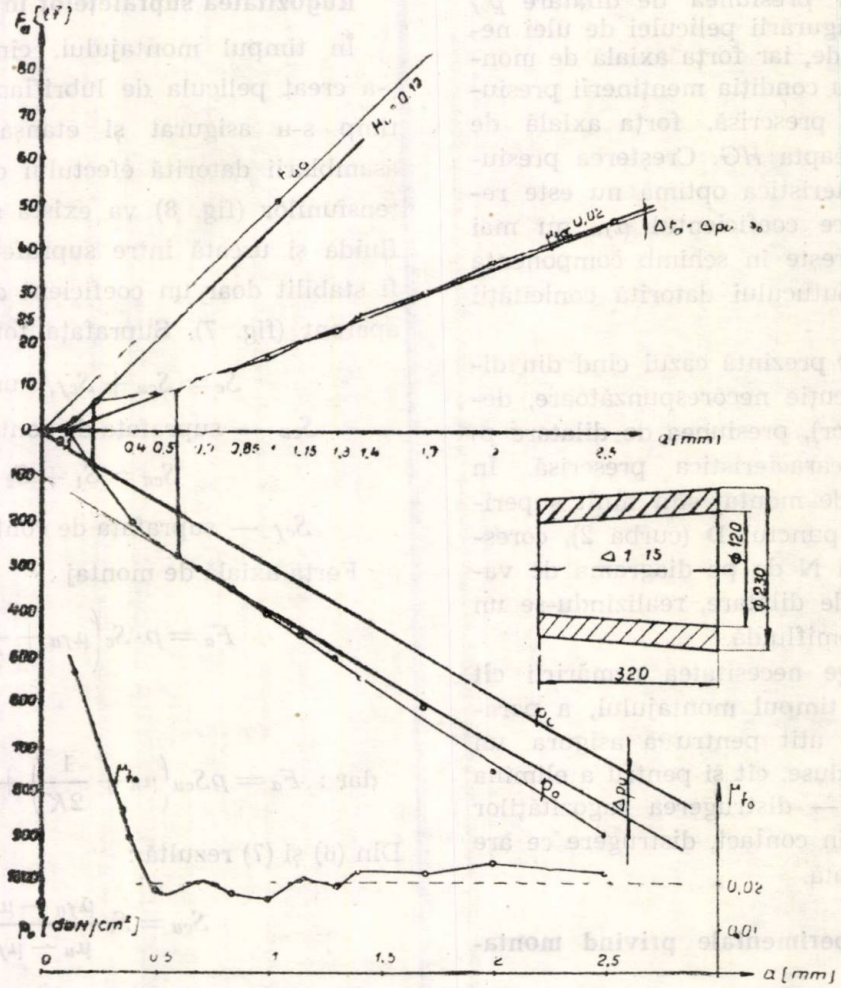


Fig. 6 și 7

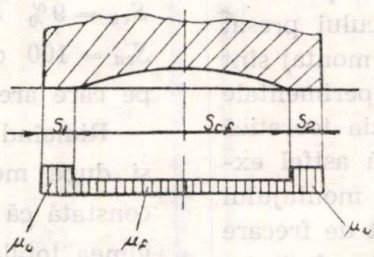
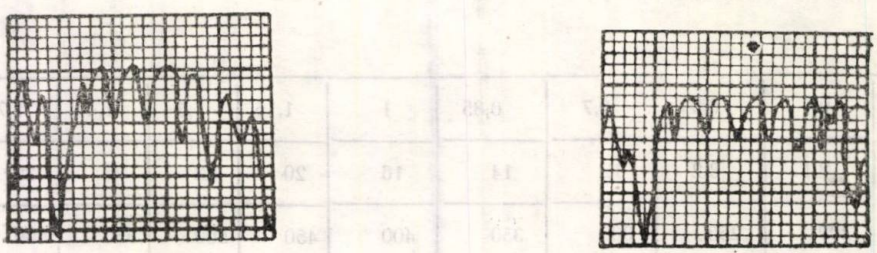


Fig. 8



a b

Fig. 9

BIBLIOGRAFIE

[1] *Pavelescu, D., Mușat, M., Tudor, A.:* Tribologie, E.D.P., București, 1977.

[2] *Kraghelski, I. V., Vinogradova, I. E.:* Coeficienții de frecare (traducere din limba rusă) E. T., București, 1957.

[3] *Krpan, D.:* Variabilitatea coeficienților de frecare la alunecare. Construcția de mașini, Nr. 5, 1966.

[4] *Schmid, E.:* Eine kritische Betrachtung der Begriffe Haftung und Reibung. Werkstattstechnik 62, 1972, Nr. 7.

[5] *Kienzle, O., Biederstedt, W.:* Nenartige Bestimmung von Haftbeiwerten bei Längs — Presspassungen. Werkstatstechnik, 58, 1963, Nr. 10.

[6] *Meyne, K. J.:* Zeise — SKF — Druckölverbant für Schiffsschrauben. Mansa 106, 1969.

[7] *Snegovskii, F.P., Kotov, A. F., Kapralov, N. V.:* Issledovane vliiania smaski na proțess zapressovki i napriajennoe sostoianie pressovîh soedinenii. Detali mașini 18, Kiev, 1974.

[8] * * *: S.K.F. Druckölverband, 1971.

[9] *Constantin, I. V.:* Studiul teoretic și experimental al îmbinărilor presate conice. Teză de doctorat, I. P. Iași, 1978.

[10] * * *: Nakashima Keyless Propeller with Mouting Tool, 1975.

CZ : 621.391

Influența compoziției benzilor elastice de frecare asupra tehnologiei de fabricație

Conf. dr. ing. Mihai **JÂȘCANU**, ș. l. ing. Adela **VASILCAN**, asist. ing. Erzsébet **JÂȘCANU** — Universitatea din Galați

Considerații generale

Pentru aprecierea compoziției și caracterizarea comportării materialelor de frecare destinate frînelor autovehiculelor, în cadrul metodei rapide de cercetare propusă în lucrările [1] și [2], s-au introdus, ca parametri determinanți, indicele tehnologic i_p, indicele de temperatură i_t, indicele coeficientului de frecare i_μ și indicele uzurii i_u.

În cazul materialelor de frecare elastice pe bază de azbest, fabricate sub formă de benzi și avînd în compoziție un număr de opt componenți (azbest, cauciuc, liant, oxizi metalici, carbonat de calciu, sulf, accelerator de vulcanizare și negru de fum), cei patru indici sînt definiți de următoarele relații :

$$i_p = \frac{C_2+C_3}{C_1+C_4+C_5} \qquad (1)$$

$$i_t = \frac{C_4}{C_1+C_2+C_3+C_5} \qquad (2)$$

$$i_\mu = \left(\frac{C_2}{C_5}\right)\cdot\left(\frac{C_4}{C_3}\right) \qquad (3)$$

$$i_u = \left(\frac{C_1}{C_2}\right)\cdot\left(\frac{C_4+C_5}{C_3}\right) \qquad (4)$$

unde C_1, C_2, C_3, C_4 și C_5 reprezintă greutatea componenților materialului de frecare, conform precizărilor din tabelul 1.

Scopul lucrării constă în stabilirea influenței indicelui tehnologic asupra tehnologiei de fabricație a benzilor elastice de frecare ; influența variației indicelui termic, a indicelui coeficientului de frecare și a indicelui uzurii asupra mărimii temperaturii, coeficientului de frecare și respectiv uzurii în procesul de frînare este analizată în lucrările [3], [4] și respectiv [5].

Tabelul 1

Denumirea și simbolul componenților	Simbolul rețetelor				
	BF8-11	BF8-12	BF8-13	BF8-14	BF8-15
	Greutatea componenților, în %				
Azbest (C_1)	56,315	55,660	55,000	54,340	53,685
Cauciuc (C_2)	18,000	18,500	19,000	19,500	20,000
Liant (C_3)	9,475	9,375	10,000	10,265	10,525
Oxizi (C_4)	8,190	8,095	8,000	7,905	7,805
Carbonat de calciu (C_5)	5,890	5,820	5,750	5,680	5,615
Sulf (C_6)	0,950	0,975	1,000	1,025	1,050
Accelerator de vulcanizare (C_7)	0,710	0,730	0,750	0,770	0,790
Negru de fum (C_8)	0,470	0,485	0,500	0,515	0,530

Se precizează că, în cadrul acelorași preocupări, mai pot fi incluse și lucrările [6], [7] și [8].

Materiale cercetate

S-au conceput, realizat și încercat cinci tipuri de materiale de frecare sub formă de bandă elastică ; în tabelul 1 se indică simbolul

rețetei fiecărui tip de material de frecare, denumirea și simbolul componenților și greutatea componenților, iar în tabelul 2 se dau valorile indicilor și ale unor rapoarte între componenți.

Tabelul 2

Indici și rapoarte între componenți	Simbolul rețetelor				
	BF8-11	BF8-12	BF8-13	BF8-14	BF8-15
	Valorile indicilor și ale rapoartelor între componenți				
i_p	0,390	0,406	0,422	0,438	0,455
i_t	0,091	0,090	0,089	0,088	0,087
i_μ	2,642	2,643	2,643	2,643	2,642
i_u	4,649	4,300	3,980	3,688	3,423
C_2/C_3	1,900	1,900	1,900	1,900	1,900
C_1/C_4	6,876	6,876	6,875	6,874	6,878
C_4/C_5	1,390	1,391	1,391	1,391	1,390
C_5/C_7	1,338	1,336	1,333	1,331	1,329
C_7/C_8	1,510	1,505	1,500	1,495	1,490

Discul standului pentru încercări a fost executat din fontă cu următoarea compoziție chimică : (3,3 . . . 3,5) % C, (0,6 . . . 0,9) % Mn, (1,3 . . . 2,1) % Si, max. 0,12 % S, max. 0,15 % P, (0,6 . . . 0,7) % Ni, (0,15 . . . 0,23) % Cr și (0,2 . . . 0,3) % Mo.

Metodica de lucru

Comportarea în procesul tehnologic de fabricație și de montaj, a fiecărui tip de material de frecare studiat, s-a urmărit, consemnat și analizat pe faze de lucru.

Creșterea temperaturii la frînare s-a determinat pe un stand inerțial, menținîndu-se constanți următorii parametri : presiunea pe suprafața de frecare (12 daN/cm^2), viteza de la care s-au efectuat frînările (7,5 m/s) și temperaturile de la începutul fiecărei frînări (175°C).

Mărimea coeficientului de frecare la 200°C s-a determinat pe un stand cu frecare continuă, pentru o presiune pe suprafața de frecare de 2,7 daN/cm^2 și o viteză de 7 m/s, timpul de încercare fiind dependent de stabilizarea coeficientului de frecare.

Uzura s-a realizat prin frecare continuă timp de 2 ore, menținîndu-se constanți următorii parametri : viteza (7 m/s), temperatura (200°C) și momentul de frecare (5,8 Nm).

Rezultatele experimentale

În tabelul 3 sînt prezentate valorile mărimilor determinate experimental (creșterea temperaturii, coeficientul de frecare și uzura) și zonele de prelucrabilitate pentru fiecare din cele cinci tipuri de materiale de frecare încercate.

Tabelul 3

Mărimi determinate experimental	Simbolul rețetelor				
	BF8-11	BF8-12	BF8-13	BF8-14	BF8-15
	Valorile mărimilor determinate experimental				
Creșterea temperaturii, Δt [°C]	24,500	24,800	25,000	25,300	25,600
Coeficientul de frecare, μ	0,440	0,440	0,440	0,440	0,440
Uzura, u [mm]	0,304	0,279	0,247	0,236	0,223
Zona prelucrabilității	I	II	II	III	III

Pozițiile zonelor de prelucrabilitate, în raport cu mărimea indicelui tehnologic, precum și pozițiile ocupate de fiecare tip de material de frecare în cadrul zonelor de prelucrabilitate sînt reprezentate în figura 1.

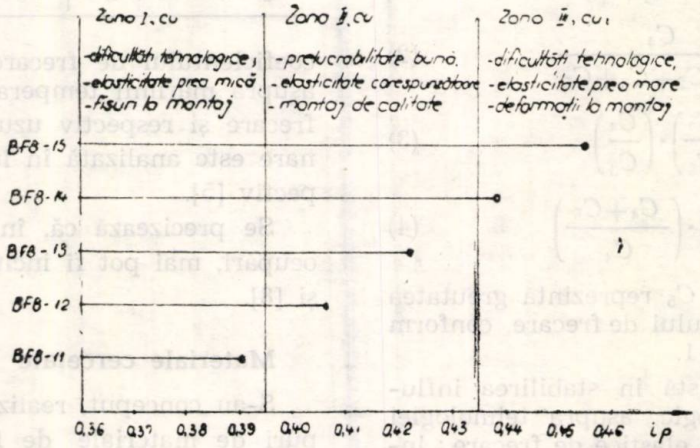


Fig. 1

Concluzii

Mărimea indicelui tehnologic influenţează tehnologia de fabricaţie în modul următor :

a) în zona II, pentru $i_{p\,optim} = 0{,}395 \ldots 0{,}435$, prelucrabilitate bună, elasticitate corespunzătoare şi montaj de calitate ;

b) în zona I, pentru $i_p < i_{p\,optim}$, dificultăţi tehnologice (amestecare neomogenă a componenţilor), elasticitate prea mică şi fisuri la montaj ;

c) în zona III, pentru $i_p > i_{p\,optim}$, dificultăţi tehnologice (aderenţă la cilindrii calandrului), elasticitate prea mare şi deformaţii la montaj.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Jâşcanu, M.* : Contribuţii privind studiul şi încercarea la uzare prin abraziune a materialelor de fricţiune, cu aplicaţie la frînele cu disc ale autoturismelor. Teză de doctorat, Institutul politehnic Iaşi, 1975.

[2] *Jâşcanu, M., Popinceanu, N.* : Metodă rapidă de apreciere a compoziţiei şi de caracterizare a comportării materialelor de fricţiune pentru frînele autoturismelor. In : Fiabilitatea în construcţia de maşini, Institutul politehnic Iaşi, 1975, p. 37—40.

[3] *Jâşcanu, M., Jâşcanu, Erzsébet* : Consideraţii privind legătura dintre compoziţia benzilor elastice de frecare şi regimul termic în procesul de frînare, In : Tribotehnica, 1980, Hunedoara.

[4] *Jâşcanu, M.* : Aspecte ale dependenţei coeficientului de frecare de compoziţia benzilor elastice de frecare, In : Tribotehnica, 1980, Hunedoara.

[5] *Jâşcanu, M.* : Cercetări privind variaţia uzurii cu compoziţia benzilor elastice de frecare, In : Tribotehnica 1980, Hunedoara.

[6] *Jâşcanu, M., Crudu, I., Egri, I., Bratcu, O., Vasilcan, Adela, Jâşcanu, Erzsébet, Gherghe, D., Eva, P., Bologa, O.* : Studii privind obţinerea unor benzi elastice de frecare indigene cu caracteristici funcţionale corespunzătoare şi proiectarea şi executarea unui stand — tip pentru studiul frecării şi uzurii materialelor de frecare, contract de cercetare nr. 12/1976, Universitatea din Galaţi.

[7] *Jâşcanu, M., Crudu, I., Stanciu, I., Irimia, C.* : Bandă elastică de frecare şi procedeu de obţinere a acesteia, Brevet de invenţie nr. 73352.

[8] *Crudu, I., Jâşcanu, M., Bratcu, O., Vasilcan, Adela, Jâşcanu, Erzsébet* : Aspecte ale influenţei azbestului asupra proprietăţilor fizico-chimice, mecanice şi tribologice a materialelor de frecare, In : Creaţia tehnică şi fiabilitatea în construcţia de maşini (organe de maşini şi mecanisme), Institutul politehnic Iaşi, 1978, p. 39—42.

CZ : 621.431.73 :620.178.1.004.6

Dinamica procesului de variaţie a parametrilor motorului de autovehicul în funcţie de uzura cuplelor caracteristice

Şef lucr. dr. ing. Dumitru **MARINCAŞ** — Institutul Politehnic Bucureşti

Introducere

Din studiul condiţiilor de funcţionare ale sistemului*) complex — autovehicul rutier — rezultă că asupra lui acţionează două grupe importante de factori, care se găsesc în raporturi de interconexiune reciprocă, directă sau indirectă.

Condiţiile şi factorii exteriori — ai căii de rulare şi atmosferici — au caracter aleator şi determină procesele interne din sistemele componente ale autovehiculului : frecarea, sarcinile de contact, eforturile de compresiune, întindere şi încovoiere, torsiune, forfecare, variaţia ciclică a temperaturii, sarcinile alternante, vibraţiile, şocurile şi mediul agresiv — coroziv. Factorii interni acţionează, de regulă, în diverse combinaţii, unul dintre ei avînd influenţă preponderentă.

În motorul cu ardere internă (m.a.i.) de autovehicul — ca sistem component al ansamblului general — au loc procese termoenergetice (de lucru), procese auxiliare, (ungerea, răcirea ş.a.) şi procese distructive (uzări şi defectări). Primele două categorii de procese pot fi considerate şi descrise ca fenomene staţionare (cvasistaţionare) în timp ce procesele distructive au un caracter pur probabilistic.

Asupra dinamicii procesului de variaţie a dimensiunilor şi formei pieselor principale ale motorului cu ardere internă există foarte multe lucrări. Au fost studiate şi procesele de variaţie a performanţelor motorului de automobil şi tractor cu uzura pieselor principale. Mai puţină atenţie s-a acordat însă stabilirii unor relaţii analitice operante, în vederea aprecierii variaţiei puterii şi consumului de combustibil cu parcursul (uzura) autovehiculului şi a determinării „momentului stării tehnice limită".

*) Autovehiculul rutier (automobil, tractor ş.a.) este un sistem complex activ, semidifuz

În lucrarea de față ne propunem să analizăm unele aspecte ale dependenței performanțelor de lucru ale m.a.i de valoarea absolută a uzurii „pieselor caracteristice" componente, utilizînd o serie de rezultate statistice proprii și din literatură.

Precizarea elementelor inițiale de analiză

Prin capacitatea de lucru a m.a.i. se va înțelege acea stare tehnică în care el este capabil să-și îndeplinească funcțiile prestabilite la parametrii prevăzuți în documentația produsului.

Aprecierea stării tehnice a m.a.i. de autovehicul se face prin determinarea performanțelor motorului și, mai ales, a dinamicii lor de variație în timpul exploatării.

Parametrii de bază sau indicii exteriori energetici și economici ai m.a.i. sînt puterea efectivă și consumul specific de combustibil, care se calculează cu relațiile :

$$P_e = 10^{-3}\, M_e \cdot \omega \quad [\text{kW}] \qquad (1)$$

$$c_e = 10^3\, C_h / P_e \quad [\text{g/kW}\cdot\text{h}] \qquad (2)$$

unde :

M_e — este momentul motor efectiv, [N.m.] ;

ω — este viteza unghiulară a arborelui cotit, [rad/s] ;

C_h — consumul orar de combustibil, [kg/h].

Scăderea puterii m.a.i., sporirea consumului de combustibil și de lubrifiant (ulei mineral sau sintetic), creșterea conținutului de fum în gazele de evacuare ș.a. depind — în măsură importantă — de starea de uzură a cuplelor cinematice din mecanismele motorului.

Analiza procesului de uzare a pieselor m.a.i., în condiții reale de exploatare, a arătat [1, 2, 4] că între mărimea uzurii pieselor $u\ (t)$, puterea efectivă P_e și consumul specific de combustibil există relații statistice strict determinate, adică $P_e = f(u)$ și $c_e = f_1\ (u)$.

Cea mai importantă influență asupra variației parametrilor P_e și c_e o are uzura setului cămașă de cilindru — segment superior — piston și a pieselor mecanismului de distribuție (mai ales a profilului camelor arborelui cu came).

Piesele caracteristice — a căror uzură absolută influențează direct performanțele m.a.i. — sînt cămașa de cilindru, segmentul de compresiune, arborele cotit și arborele cu came.

Dinamica variației secțiunii de trecere în rostul segmentului de compresiune

Eficiența de etanșare a segmentului de compresie, ca de altfel a întregului ansamblu de segmenți de pe pistonul unui m.a.i., este dependentă de intensitatea procesului de uzare. Pierderile mari de gaze afectează, în primul rînd, puterea și randamentul m.a.i., deoarece arderea decurge la un nivel redus de presiune.

În cazul real al uzării cămășilor de cilindri și a segmenților rezultă că aria secțiunii totale de trecere pe la rostul segmentului de compresiune — A_s — are expresia :

$$A_s = (2\pi(u + u_1) + S_m)(\Delta_r + u_1) \qquad (3)$$

în care :

u și u_1 sînt uzurile radiale absolute ale segmentului și cămășii de cilindru, într-o secțiune orizontală oarecare, [mm] ;

Δ_r — jocul radial dintre cilindru și piston [mm] ;

S_m — rostul de montaj al segmentului de compresiune, [mm].

Relația (3) poate fi particularizată pentru diverse situații practice : set motor nou $(u, u_1 = 0)$; segment nou $(u = 0)$ ș.a.

În cazul unui motor cu aprindere prin scînteie, de 73,5 kW, prin creșterea uzurilor radiale ale cămășilor de cilindri și ale segmenților de compresiune cu parcursul $(u = 0 \ldots 0{,}013$ mm și $u_1 = 0 \ldots 0{,}21$ mm, la un parcurs $L = 0 \ldots 120 \cdot 10^3$ kW), secțiunea A_s crește de la 0,084 la 0,70 mm², ceea ce reprezintă o sporire de 8,33 ori. În mod corespunzător, se constată o scădere a puterii nominale a m.a.i. ($\omega = 280$ rad/s) de la $N_e(L = 0) = 70{,}6$ kW, la $N_e(L = 120 \cdot 10^3) = 52$ kW, adică cu 27%. Desigur că scăpările de gaze în carter la sfîrșitul compresiunii sînt proporționale cu creșterea secțiunii A_s.

Dinamica variației secțiunii de trecere oferită de supapă

Mărimea ariei secțiunii de trecere a supapei de admisie se determină astfel încît să se realizeze un coeficient de umplere maxim la ridicarea totală a ei. În cazurile particulare ale unghiului conului talerului, $\gamma = 45°$ și $\gamma = 30°$, se obține :

$$A_{sa}(\gamma = 45°) = \pi h(0{,}707\ d_c + 0{,}353\ h) \qquad (4)$$

$$A_{sa}(\gamma = 30°) = \pi h(0{,}866\ d_c + 0{,}375\ h) \qquad (5)$$

în care :

h este înălțimea momentană de ridicare a supapei, [mm] ;

d_c este diametrul canalului de chiulasă, [mm].

Pe baza datelor teoretico-experimentale existente în literatura de specialitate [1, 2] și a experimentărilor noastre, s-a constatat că între aria secțiunii de trecere a supapei și valoarea uzurii absolute a camei arborelui de distribuție există o dependență liniară de forma :

$$A_{sa} = A_{so} - B \cdot u, \quad [\text{mm}^2], \qquad (6)$$

în care :

A_{so} este aria secțiunii de trecere a supapei la valoarea $u = 0$ (arbore neuzat), [mm²];
B — panta dreptei de variație a secțiunii cu uzura de înălțime a camei de admisie.

Într-o primă aproximație, se poate calcula, cu ajutorul relației (6), mărimea A_{sa}, pentru orice valoare u.

Dacă, de exemplu, se consideră un motor de autovehicul având P_e, $n =$ 28 kW, se constată că $A_{so} = 817{,}1$ mm², iar panta $B = 130{,}1$. Dacă uzura în înălțime a camei este de 1,0 mm atunci scăderea puterii nominale are valoarea $\Delta P = 3{,}2$ kW.

Dinamica variației performanțelor de putere și economicitate ale motorului cu uzura pieselor caracteristice

O serie de lucrări experimentale, efectuate de colectivul condus de N. I. Ivașcenko [1, 2] — în cadrul catedrei de specialitate a Institutului de automobile și drumuri din Kiev — destinate studierii variației caracteristicilor exterioare ale m.a.i. în perioada vieții lui utile, au evidențiat faptul că există relațiile analitice $P_e = f(u)$ și $c_e = f_1(u)$ de forma :

$$P_e = A \cos k(u - u_r) + B \qquad (7)$$

$$M_e = (A \cos k(u - u_r) + B)/\omega \qquad (8)$$

$$C_c = C_h/(A \cos k(u - u_r) + B), \qquad (9)$$

în care :

A este amplitudinea cosinusoidei, [kW];
B — mărimea funcției cosinusoidale în punctul de inflexiune, [kW];
u, u_r — mărimile uzurilor la un moment dat și la sfîrșitul perioadei de rodaj, [mm];
k — frecvența unghiulară (ciclică), [rad/mm];
ω — viteza unghiulară a arborelui cotit, [radiani].

Din analiza curbelor de variație $P_e = f(u)$ și $c_e = f_1(u)$, reprezentate în figurile 1 și 2, rezultă că :

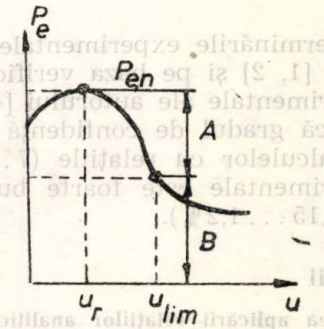


Fig. 1

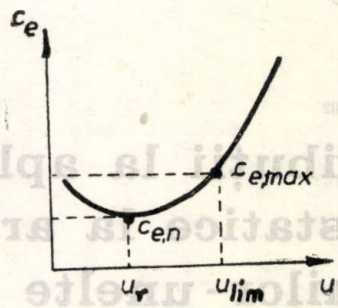


Fig. 2

$$MAX\ (P_e) = A + B, \qquad (10)$$

$$MIN\ (P_e) = B, \qquad (11)$$

$$MAX\ (c_e) \cdot MIN\ (P_e) = C_h \qquad (12)$$

Deci produsul celor doi parametri este o hiperbolă echilaterală, ce are o utilitate practică deosebită [2].

Relațiile (7 ... 11) servesc la studiul tehnico-economic în vederea stabilirii „momentului stare limită de uzare" a motorului și autovehiculului rutier. Problema esențială, în practică, este determinarea corectă a valorilor

Tabelul 1

Puterea nominală [kW]	Criteriul considerat *	Parametrii teoretico-experimentali					Eroarea de calcul a puterii [%]
		A [kW]	K [rad/mm]	u_r [mm]	B [kW]	C_h [kg/h]	
28,0	1	4,4	$\pi/0{,}6$	0,25	23,6	10,40	1,07
	2	2,3	$\pi/1{,}5$	0,05	25,0	10,90	0,51
	3	0,8	$\pi/1{,}2$	0,15	27,3	8,58	0,15
51,5	1	—	—	—	—	15,64	0,77
73,5	1	—	—	—	—	25,70	0,83
158 D. 2156 HMN	1	33,0	—	0,15	12,5	38,70	1,20

*) Criteriile considerate la studiul variației puterii și consumului specific sînt: 1 — uzura cămășilor de cilindri; 2 — uzura camelor de admisiune ; 3 — uzura supapelor și scaunelor de supapă.

statistice ale coeficienţilor dimensionali A, B, u_r şi k.

Din determinările experimentale ample, efectuate de [1, 2] şi pe baza verificărilor teoretico-experimentale ale autorului [4], (tab. 1), a rezultat că gradul de confidenţă dintre rezultatele calculelor cu relaţiile (7 ... 11) şi a celor experimentale este foarte bun, eroarea fiind $\mu \in (0{,}15 \ldots 1{,}2\,\%)$.

Concluzii

În vederea aplicării relaţiilor analitice prezentate în lucrarea de faţă la motoarele autovehiculelor româneşti, se impune continuarea investigaţiilor teoretico-experimentale asupra m.a.i. din parcul existent.

Problema cea mai importantă este ca, în urma determinărilor experimentale, să se determine coeficienţii statistici A, B, k şi u_r cu un nivel de încredere de peste 0,95.

— Expresiile analitice de dependenţă $P_e = f(u)$, $M_e = f_1(u)$ şi $c_e = f_2(u)$, se pot utiliza la elaborarea criteriului indicilor funcţionali de apreciere a momentului „stare tehnică limită a m.a.i." de autovehicul.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Ivaşcenko, N. I.:* Problema nadejnostî i dolgovecinosti maşin, Kiev, izd-vo Minavtotrans, U.R.S.S., 1963.

[2] *Ivaşcenko, N. I.:* Tehnologhia remonta avtomobilei. Kiev, Vişcea şkola, 1977.

[3] *Malîşev, G. A.:* Teoria avtoremontnogo proizvodstva „Transport", 1977.

[4] *Marincaş, D. ş.a.:* Cercetări privind sistemul de reparare al automobilelor prin schimbarea agregatelor. Contract 23/25.01.1976.

CZ : 621.891:621.82

Contribuţii la aplicarea lubrificaţiei hidrostatice la arborii principali ai maşinilor-unelte

Ing. Dan A. **HÂNCU**, mat. Draga **ATANASIU**, ing. Dan **DISESCU**, ing. Tiberius **MESTEŞ** — I.C.S.I.T. „Titan" Bucureşti

Introducere

Avînd în vedere avantajele funcţionale, de precizie, rigiditate şi durabilitate ale lagărelor hidrostatice, precum şi posibilităţile de micşorare a importului de rulmenţi de precizie, la Institutul de Cercetare Ştiinţifică şi Inginerie Tehnologică pentru Maşini-Unelte şi Agregate „Titan" — Bucureşti s-au desfăşurat cercetări teoretice şi experimentale care au condus la realizarea practică a numeroase aplicaţii ale lagărelor hidrostatice la maşini-unelte de concepţie proprie.

Pentru a se evita diversificarea exagerată a soluţiilor constructive şi dimensionale a fost necesară stabilirea unor criterii general valabile pentru calculul şi optimizarea parametrilor geometrici şi mărimilor funcţionale ale lagărelor şi apoi a întregului sistem arbore — reazeme hidrostatice. Valorile şi variaţiile mărimilor funcţionale sînt determinate de parametrii geometrici şi de parametrii de alimentare cu fluid sub presiune.

Studiile comparative cu ajutorul calculatorului electronic, cele experimentale pe standuri de construcţie specială şi experienţa tehnologică cîştigată prin construcţia prototipurilor şi apoi prin producţia de serie au condus la concluzia că o majoritate importantă de cazuri poate fi rezolvată cu ajutorul a numai două soluţii constructive şi anume : broşe şi lagăre tipizate.

Broşele hidrostatice

Au fost concepute ca un ansamblu complet, în două variante, necesare maşinilor-unelte la care sînt preferabile construcţiile de capete de lucru cu broşă monobloc.

Ele constituie obiectul a două brevete de invenţie. O variantă [1] este arătată în figura 1, cealaltă neputînd fi deocamdată prezentată.

Construcţia din figură se caracterizează prin următoarele avantaje :

— lăgăruirea axială este compusă din două lagăre plane inelare multiple care sînt amplasate la distanţa minim posibilă (constructiv) de planul în care acţionează componenta radială a forţei de aşchiere. Prin preluarea momentelor încovoietoare nu numai de către lagărele radiale ci şi de cele axiale, se asigură obţinerea unei săgeţi minime a arborelui principal în dreptul sculei şi, ca urmare, o creştere a preciziei de prelucrare ;

— restrictorii 5 de tip capilar sînt montaţi direct în corpul broşei, în apropierea reazemelor cu care sînt în legătură ;

— este posibilă alimentarea cu ulei sub presiune a întregului sistem de reazeme, prin-

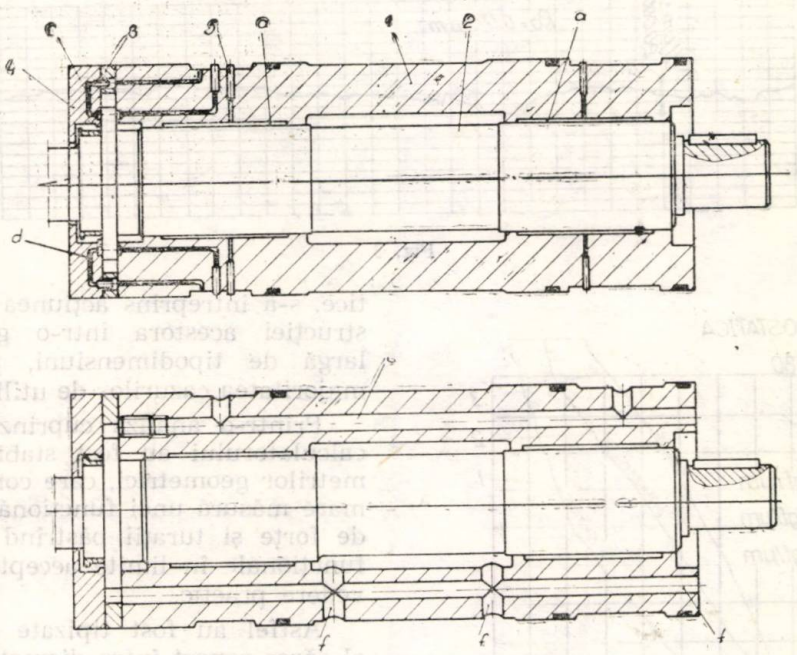


Fig. 1

tr-o singură gaură **e**, care este poziționată funcție de condițiile de acces ;

— este posibilă evacuarea uleiului din broșă prin una sau mai multe din găurile **f** prevăzute în acest scop, funcție de construcția carcasei în care se montează broșa.

Broșele realizate conform concepției constructive prezentate se disting prin compactitate. Într-adevăr, diametrul exterior al broșei, minim realizabil, este considerabil mai mic decît în cazul utilizării rulmenților, pentru un același diametru al fusurilor.

Astfel, pentru mașinile RPO 320, diametrul exterior al broșei hidrostatice este de 100 mm, în timp ce pentru varianta cu rulmenți nu s-a putut coborî sub 120 mm. Din compactitatea construcției rezultă și posibilitățile realizării unor capete de lucru cu gabarite mai mici, sau a construirii unor arbori mai robuști cu rigiditate mărită.

În fine, trebuie menționat numărul mic de piese componente ca și montajul deosebit de simplu al ansamblului.

Întreprinderea Mecanică Fină București produce începînd din anul 1975 broșele hidrostatice HIDRORIGID-RF $\varnothing$ 100 $\times$ 280, pentru mașinile de rectificat plan RPO 320 realizate de Întreprinderea „Unirea" Cluj-Napoca. Tehnologia atent studiată, execuția îngrijită, precum și controlul riguros al pieselor și apoi al broșelor pe standuri de probe are ca efect realizarea acestui produs la un nivel de calitate înalt.

În figura 2 este reprezentată curba de precizie de rotire a arborelui unei broșe fotografiată pe osciloscop. Valoarea măsurată, de 0,8 μm, este considerabil mai bună decît cele realizabile cu lăgăruiri cu rulmenți, ca de exemplu 2 μm pentru capetele de lucru FAG. Ca urmare, calitatea suprafeței rectificate este foarte bună așa cum se vede și în figura 3 în care este prezentată diagrama de rugozitate. De asemenea, ondulațiile suprafeței au valori de numai 0,3 μm.

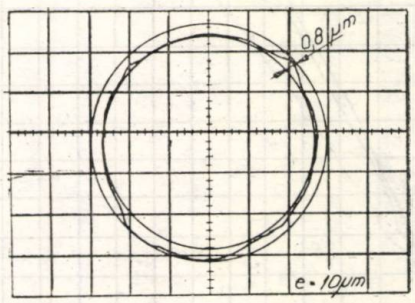


Fig. 2

Rigiditatea broșelor a fost verificată în laborator (fig. 4), prin probe tehnologice la puterea maximă a motorului de antrenare și prin procedeul de rectificare în masă cu avans longitudinal mic și adîncime de așchiere de 5 mm.

Ca urmare a rigidității ridicate a broșei, productivitatea mașinilor crește prin posibilitatea utilizării unor regimuri intensive și a micșorării timpului de scînteiere.

În cei cinci ani de producție de serie a broșelor hidrostatice s-au realizat economii la importul de rulmenți de precizie din vest de 3 milioane lei.

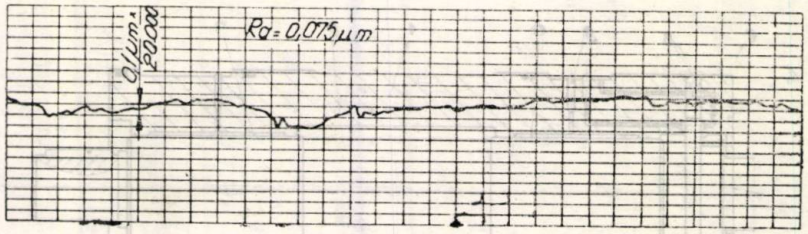


Fig. 3

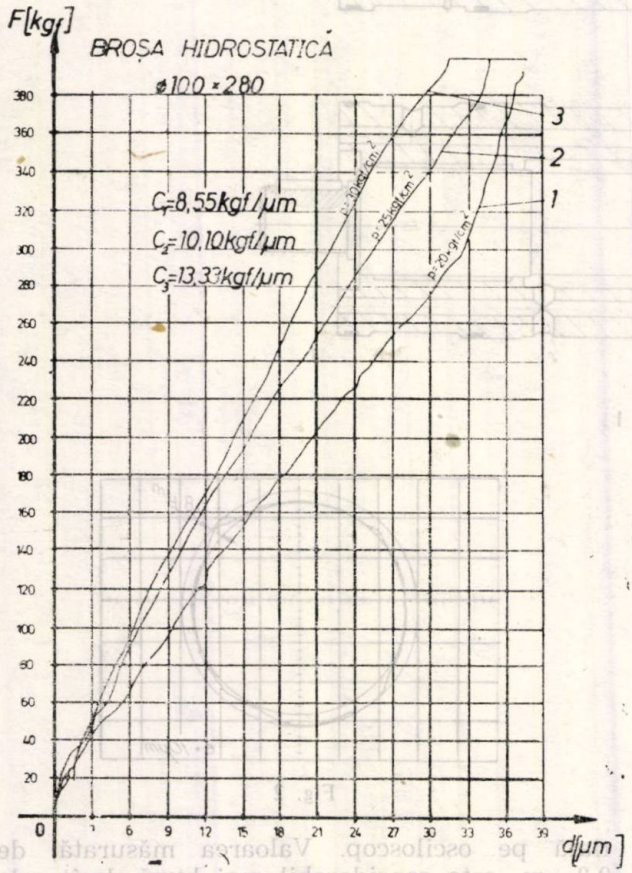


Fig. 4

În prezent este în curs de execuţie prototipul unei broşe cu dimensiunile ∅ 140 × 500 pentru maşina de rectificat plan RPO 500, care va fi produsă de Întreprinderea „Unirea" Cluj-Napoca.

Lagăre hidrostatice tipizate

Pentru funcţionarea corectă a arborilor supuşi unor forţe variate ca direcţie şi mărime, într-o gamă de turaţii care variază în limite foarte largi, utilizarea lagărelor hidrostatice se impune tot mai frecvent nu numai în construcţia de maşini-unelte, ci şi în construcţia aparaturii de măsură şi control, a laminoarelor, a telescoapelor, etc.

Avînd în vedere tocmai această diversificare continuă a aplicaţiilor lagărelor hidrostatice, s-a întreprins acţiunea de tipizare a construcţiei acestora într-o gamă suficient de largă de tipodimensiuni, pentru a satisface majoritatea cazurilor de utilizare.

Printr-o analiză cuprinzătoare cu ajutorul calculatorului au fost stabilite valorile parametrilor geometrici, care corespund în cea mai mare măsură unei funcţionări în domenii largi de forţe şi turaţii păstrînd totodată mărimile funcţionale în limite acceptabile din punct de vedere practic.

Astfel au fost tipizate lagărele cilindrice, al căror raport între diametrul interior şi lungime — definit şi ca parametru geometric global — este 1 şi 1,5, figura 5. Într-adevăr, în foarte puţine cazuri, este necesară folosirea unor lagăre radiale cu lungimea mai mare decît diametrul, avînd în vedere că obţinerea unor valori ridicate de portanţă şi rigiditate se poate realiza prin determinarea unei presiuni de alimentare corespunzătoare.

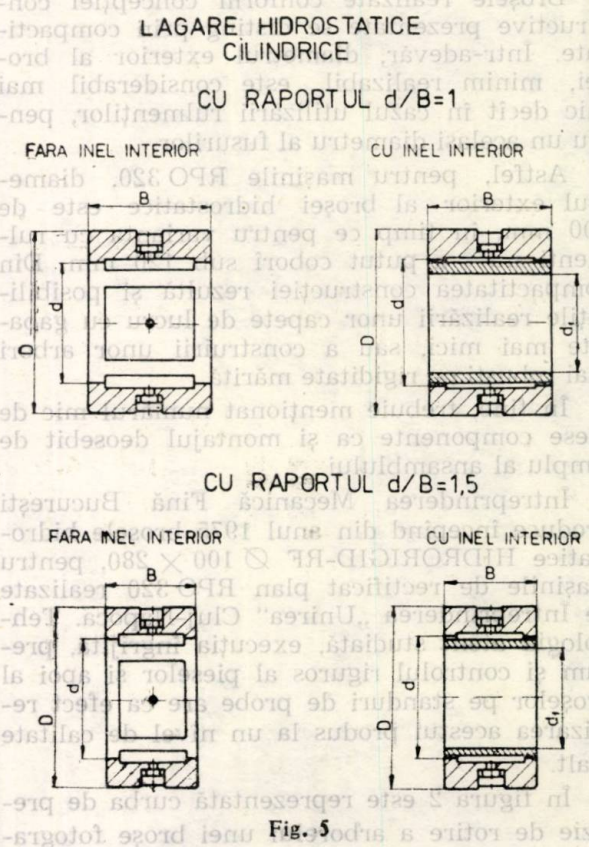


Fig. 5

Lagărele cilindrice-plane închise tipizate — figura 6 — conţin un lagăr plan închis, care se înscrie în gabaritul diametral al lagărului cilindric corespunzător.

A fost stabilită, de asemenea, o gamă generală de grosimi de peliculă, între 20 şi 60 μm, din care au fost selecţionate — prin metode de optimizare — cîte trei sau patru valori pentru fiecare tipodimensiune.

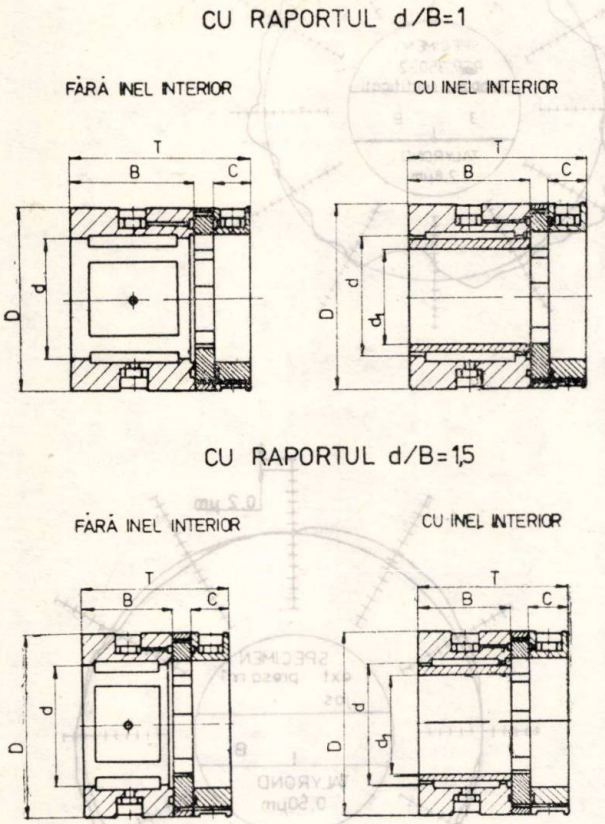


Fig. 6

Ca urmare a cercetărilor teoretice şi experimentale efectuate, s-au definit coeficienţi adimensionali sintetici care caracterizează lagărele atît din punct de vedere geometric, cît şi funcţional, şi care sînt precizaţi în catalogul elaborat de ICSIT „TITAN" Bucureşti. Pe baza datelor privind forţele exterioare la care sînt solicitate lagărele, domeniile de turaţii de funcţionare şi gabaritele în care trebuie să se încadreze, se aleg din catalog lagărele tipizate care urmează să formeze sistemul de rezemare.

Acest sistem este format dintr-un lagăr cilindric, cu sau fără inel interior, cu raportul $d/B = 1$ sau $d/B = 1{,}5$ (fig. 5) şi un lagăr cilindric-plan închis, cu sau fără inel interior şi cu raportul $d/B = 1$ sau $d/B = 1{,}5$ — (fig. 6).

Pentru realizarea unor valori impuse de portanţă şi rigiditate din lagărele cu aceeaşi suprafaţă proiectată ($B \cdot d$ = constant), proiectantul va opta pentru lagărul cu diametrul maxim admis de condiţiile de gabarit şi de forma constructivă a arborelui. Alegerea este avantajoasă şi din punct de vedere al rigidităţii la încovoiere a arborelui propriu-zis.

Utilizarea unui lagăr cu sau fără inel interior este funcţie de soluţia constructivă aleasă.

Pentru sistemul de reazeme al unui arbore, se pot lua în considerare mai multe variante de grosimi de peliculă, optimizarea realizîndu-se în scopul obţinerii unor valori minime pentru presiunea de alimentare, debitul total necesar pentru alimentarea sistemului şi puterea totală consumată cu respectarea condiţiilor impuse de portanţă şi rigiditate.

În vederea obţinerii unor săgeţi minime a arborelui principal în dreptul sculei, metoda de calcul elaborată are în vedere şi optimizarea distanţei dintre reazeme.

Pe baza gamei tipizate elaborate, precum şi a experienţei tehnologice cîştigate în acest domeniu, s-au realizat sau sînt în curs de realizare numeroase **aplicaţii** din care menţionăm :

— lăgăruirea hidrostatică a arborelui pietrei maşinii de rectificat prin pătrundere REP — 350-2. În cadrul probelor de maşină s-a obţinut o valoare a rigidităţii arborelui pietrei de rectificare, măsurată în planul median al pietrei de 13 daN/μm şi o valoare a portanţei de 400 daN. Abaterile de la circularitate ale suprafeţelor unui arbore în trepte prelucrat pe această maşină au fost mai mici de 3 μm — (fig. 7). Rugozitatea suprafeţelor prelucrate a fost de 0,4 μm, valoare reprezentînd o performanţă pentru maşini de acest tip ;

— ax principal de strunjit cu lagăre hidrostatice ∅ 65 pentru maşini agregat. Valorile abaterilor de la circularitate a alezajului piesei prelucrate cu acest ax principal, în comparaţie cu abaterile alezajului piesei prelucrate cu ax principal lăgăruit cu rulmenţi de precizie, sînt prezentate în figura 8. Se observă că valoarea abaterii de la circularitate, la piesa prelucrată cu axul principal cu lagăre hidrostatice, reprezintă numai 53% din valoarea abaterii obţinută cu axul lăgăruit pe rulmenţi ;

— lăgăruirile hidrostatice ale arborelui pietrei de rectificare şi ale arborelui port-piesă de la maşina de rectificat rotund exterior RE 350-LH. Din figura 9 reiese că abaterile de la circularitate a suprafeţei prelucrate au fost de 0,5 μm.

Alte **aplicaţii** au fost realizate pentru diferite tipodimensiuni de maşini de rectificat plan, cu ax orizontal sau vertical, maşini de rectificat rotund exterior, maşini de rectificat exterior căile de rulare ale inelelor de rulmenţi, maşini de alezat şi frezat, axe principale pentru alezat şi frezat fin.

Rezultatele obținute pînă acum conduc la **concluzia** că utilizarea lagărelor hidrostatice ca reazeme pentru arborii principali constituie o soluție avantajoasă atît din punct de vedere tehnic — prin creșterea performanțelor mașinilor-unelte, cît și economic — prin reducerea importului de rulmenți și creșterea competitivității mașinilor-unelte românești.

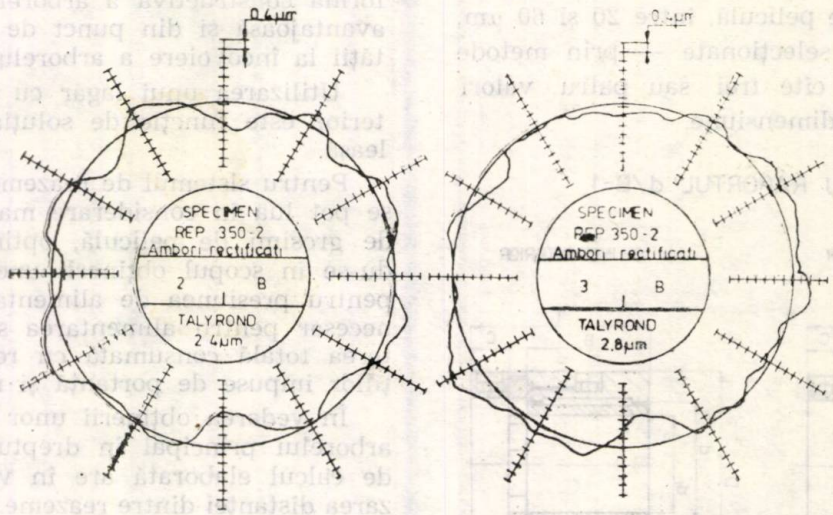


Fig. 7

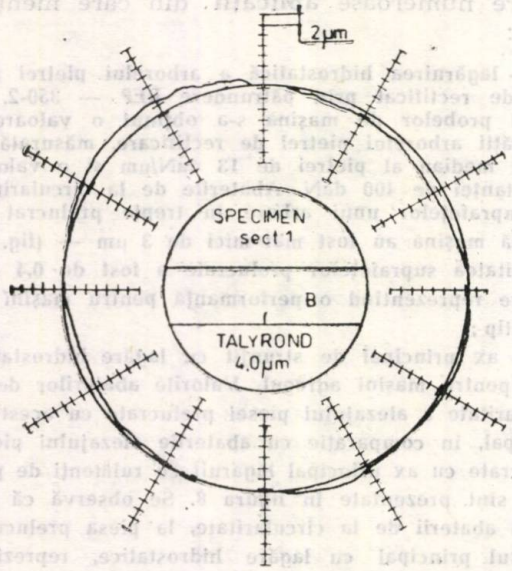


Fig. 8

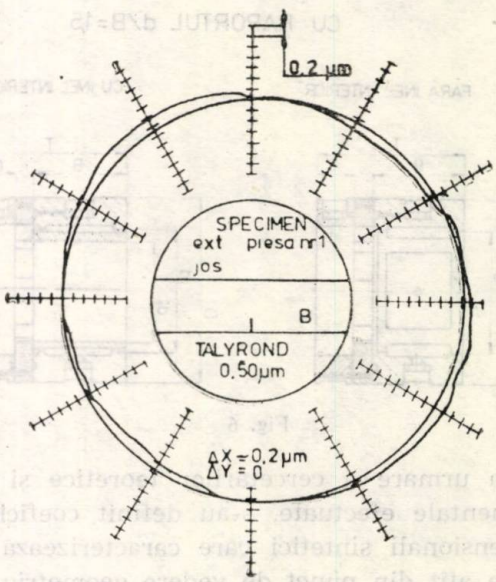


Fig. 9

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: Cercetări privind realizarea lagărelor hidrostatice pentru mașina de rectificat plan RPO-320. Lucrarea ICSIT — Titan, 1974.

[2] *Hâncu, D., Atanasiu, Draga, Disescu, D.:* Raționalizarea și tipizarea lagărelor hidrostatice. A IV-a Consfătuire tehnico-științifică privind extinderea tipizării în construcția de mașini și a utilajelor tehnologice pentru industria chimică, ușoară, alimentară și petrolieră — iunie, 1975.

[3] *Hâncu, D., Atanasiu, Draga, Disescu, D.:* Criterii de calcul și optimizare ale reazemelor hidrostatice pentru arborii principali ai mașinilor unelte. Construcția de mașini, nr. 8—1975.

[4] * * *: Cercetări privind tipizarea lagărelor hidrostatice pentru axele principale ale mașinilor-unelte. Lucrare ICSIT — Titan, 1978.

[5] * * *: Cercetări privind realizarea axului principal de strunjit cu lagăre hidrostatice Hidrorigid S-65. Lucrare ICSIT — Titan, 1978.

[6] * * *: Realizarea de arbori principali pe lagăre hidrostatice pentru mașini de rectificat. Lucrare ICSIT — Titan, 1979.

[7] *Hâncu, D.:* Sistem radial-axial de lagăre hidrostatice pentru arborii principali ai mașinilor-unelte. Brevet de invenție, 1976.

CZ : 621.89

Proiectarea ghidajelor hidrostatice deschise

Şef lucr. dr. ing. Stanciu ŞTEFAN — Institutul Politehnic Bucureşti

Introducere

Avantajele folosirii ghidajelor hidrostatice în construcţia maşinilor-unelte sînt cunoscute : frecarea fluidă permanentă, evitarea stick-slip-ului, rigiditate ridicată şi amortizarea eficientă a vibraţiilor.

Considerînd că extinderea utilizării acestei moderne şi eficiente forme de rezemare este posibilă, apare ca necesară elaborarea unei metode şi a elementelor de calcul pentru proiectare. Pornind de la această observaţie şi de la constatarea că în literatura de specialitate sînt făcute puţine referiri la ghidajele hidrostatice ale maşinilor-unelte am considerat util să prezentăm, într-un mod unitar, calculul diferitelor reazeme şi să comparăm soluţiile constructive posibile.

Metoda de calcul

În ipoteza că încărcarea ghidajului N se repartizează uniform la cele i unităţi de reazeme, calculul unui reazem porneşte de la sarcina axială :

$$N_1 = \frac{N}{i} \qquad (1)$$

Această încărcare este preluată, în stare de repaus, de suprafaţa de rezemare $XY - xy$, unde XY reprezintă aria totală a suportului hidrostatic dreptunghiular independent, iar xy — aria degajării hidrostatice (fig. 1).

După pomparea uleiului sub presiune între suprafeţele ghidajului şi saniei rezemate portanţa este asigurată de cîmpul de presiune

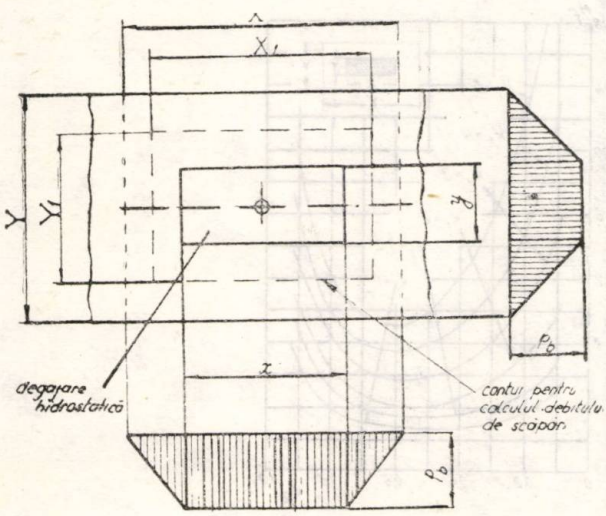


Fig. 1

din film. Desigur că pe aria xy presiunea are valoarea constantă p_b ; spre marginile reazemului aceasta scade pînă la presiunea atmosferică. Se face ipoteza — nu departe de realitate — că variaţia presiunii din filmul portant pe praguri este liniară. Ţinînd seama de aceasta se poate scrie :

$$N_1 = a_f p_b XY \qquad (2)$$

în care a_f este coeficientul adimensional de formă care ponderează produsul $p_b XY$, produs care ar reprezenta portanţa unei degajări hidrostatice de dimensiuni X şi Y. Coeficientul de portanţă a_f depinde deci, în exclusivitate, de geometria reazemului hidrostatic şi poate fi numit portanţă adimensională. Pentru a determina portanţa adimensională a_f se egalează sarcina $a_f p_b XY$ cu volumul trunchiului de piramidă format de cîmpul de presiuni (fig. 1). În lucrarea [1] — din care au fost preluate cîteva diagrame — determinarea coeficientului a_f s-a făcut prin încercări experimentale, prin metoda analogiei electrice.

Pe lîngă portanţă, o altă caracteristică a reazemului hidrostatic este debitul de scăpări care părăseşte pragurile duble de lungime X şi Y. Facem ipoteza că lungimile de prag peste care trece uleiul spre exterior au valorile $2X_1$ şi $2Y_1$, unde X_1 şi Y_1 sînt medii între X şi x şi respectiv între Y şi y.

Debitul printre două suprafeţe paralele poate fi calculat cu relaţia :

$$Q = \frac{\Delta p h^3 b}{12 \mu L} \qquad (3)$$

în care Δp are, în cazul studiat, valoarea p_b, iar h şi μ reprezintă grosimea filmului portant şi respectiv vîscozitatea absolută a lubrifiantului. Conform figurii 1, cotele b şi L au ca corespondent pe $2X_1$ şi $\frac{Y-y}{2}$, pentru o direcţie de curgere şi respectiv $2Y_1$ şi $\frac{X-x}{2}$ pentru cealaltă.

Pentru a avea o exprimare adimensională a debitului de scăpări, se egalează debitul determinat conform indicaţiilor de mai sus cu cel exprimat sub forma :

$$Q = q_f \cdot \frac{N_1}{XY} \cdot \frac{h^3}{\mu} \qquad (4)$$

în care q_f reprezintă debitul relativ, sau coeficientul de debit, calculat în funcţie de geometria reazemului hidrostatic.

Cea de-a treia caracteristică calculată este puterea pierdută prin pomparea uleiului sub presiune în interstiţiul de grosime h:

$$H = p_b Q = H_f \left(\frac{N_1}{XY}\right)^2 \cdot \frac{h^3}{\mu} \qquad (5)$$

în care H_f este coeficientul puterii de pompare sau puterea de pompare relativă. Din relaţiile (2) şi (4) se obţine:

$$H_f = \frac{q_f}{a_f} \qquad (6)$$

Considerînd portanţa, debitul de scăpări şi puterea pierdută prin pompare ca cele mai importante caracteristici de calcul ale unui ghidaj hidrostatic cu încărcare constantă au fost stabilite expresiile coeficienţilor a_f, q_f şi H_f pentru diferite forme de reazeme hidrostatice plane; pentru variantele constructive prezentate în [1] şi reproduse în această lucrare nu au mai fost calculaţi coeficienţii respectivi.

Coeficienţii adimensionali pentru diferite forme de ghidaje hidrostatice plane

Reazem cu degajare dreptunghiulară longitudinală — varianta 1.

Condiţia geometrică la această variantă are forma: $\frac{x}{X} = \frac{y}{Y}$; reprezentarea coeficienţilor a_f, q_f şi H_f apare în figura 2, după [1]. În abscisele diagramelor a fost considerat parametrul geometric $K_2 = y/Y$, adică lăţimea relativă a degajării hidrostatice, iar determinările au fost făcute pentru diferite valori ale parametrului geometric $K_1 = X/Y$.

Reazem cu degajare dreptunghiulară longitudinală — varianta 2.

La această formă de reazem hidrostatic condiţia geometrică este de forma: $X - x = Y - y$. Determinările coeficienţilor adimensionali (de portanţă, debit şi putere de pompare) au fost reprezentate în figura 3, după [1].

Reazem cu degajare dreptunghiulară transversală — varianta 3.

Condiţia geometrică impusă este $X - x = 2(Y - y)$. Au fost determinaţi prin calcul coeficienţii adimensionali după cum urmează:

$$a_f = \frac{1}{3}\left[1 + \frac{(K_1 + 2\,K_2 - 2)\,K_2}{K_1} + \sqrt{\frac{(K_1 + 2\,K_2 - 2)\,K_2}{K_1}}\right] \qquad (7)$$

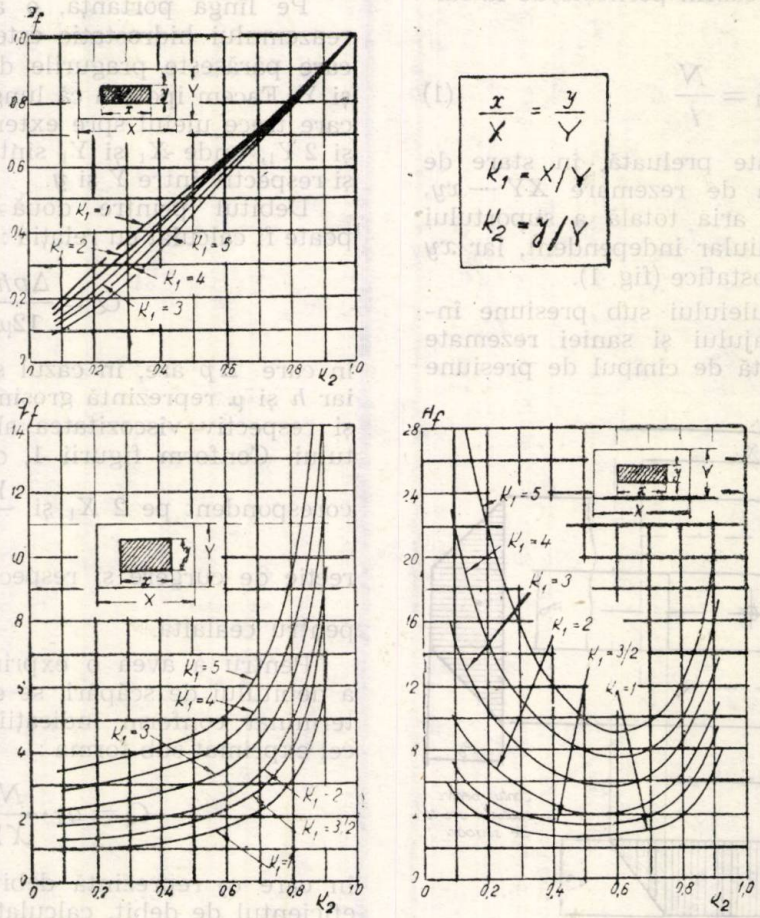


Fig. 2

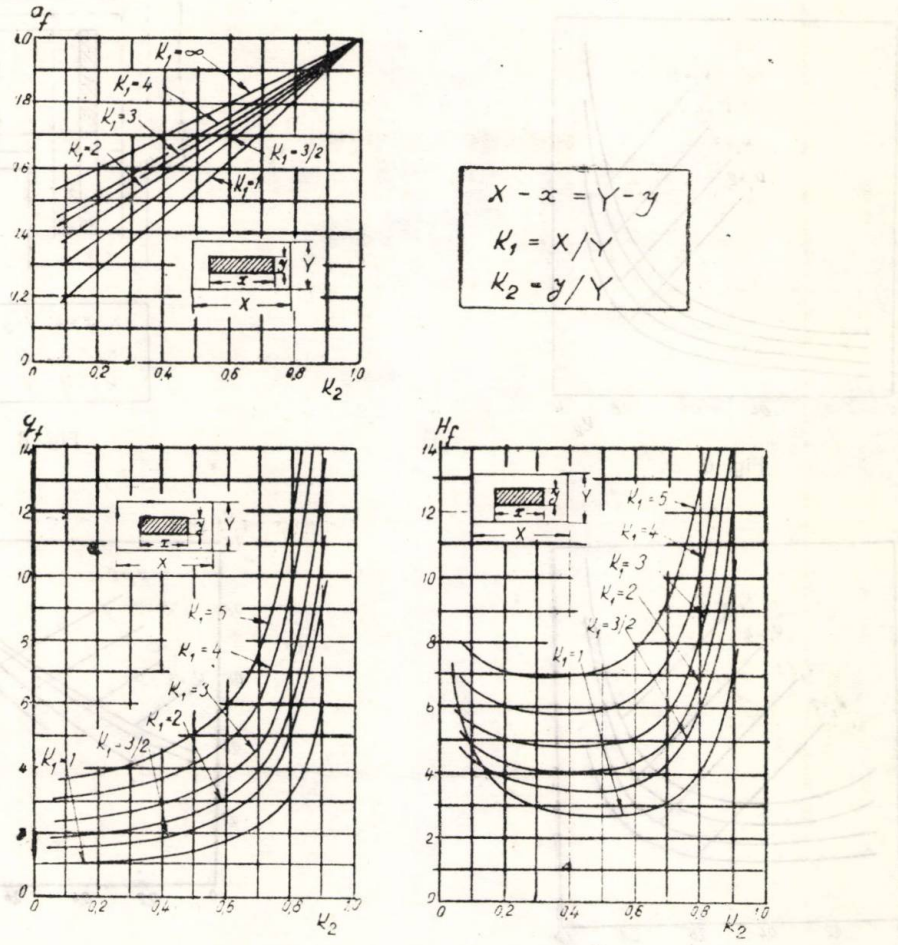


Fig. 3

$$q_f = \frac{1}{12a_f} \cdot \frac{4\,K_1 + 5\,K_2 - 3}{1 - K_2} \qquad (8)$$

Coeficientul puterii de pompare se determină cu relaţia (6).

Elementele geometrice ale reazemului apar în figura 4, iar coeficienţii adimensionali sînt reprezentaţi în figura 5, figura 6 şi figura 7. Se remarcă faptul că, cu condiţia geometrică

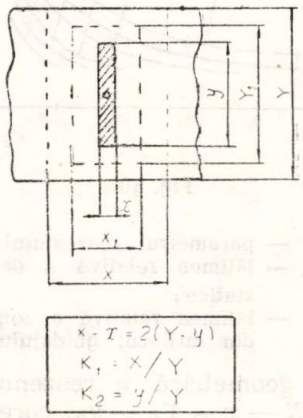


Fig. 4

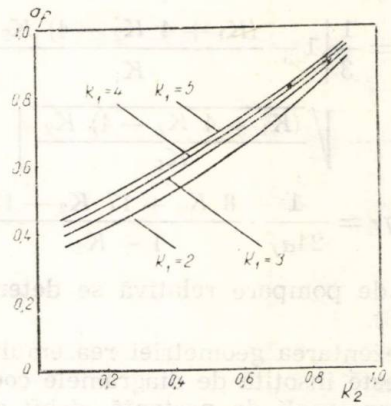


Fig. 5

impusă, reazemul nu este definit fizic pentru parametrul $K_1 = 1$, motiv pentru care acesta nu apare în diagrame.

Reazem cu degajare dreptunghiulară transversală — varianta 4.

Asemănător ca geometrie reazemului prezentat anterior, la varianta 4 am impus condiţia geometrică $X - x = 4(Y - y)$. În acest caz au rezultat coeficienţii :

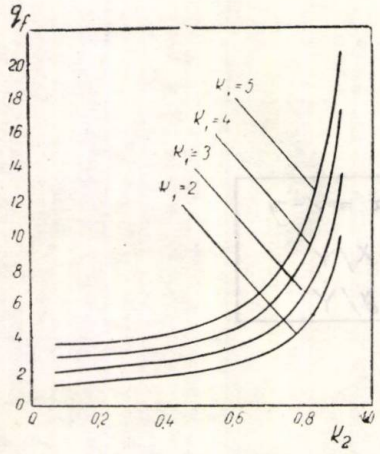


Fig. 6

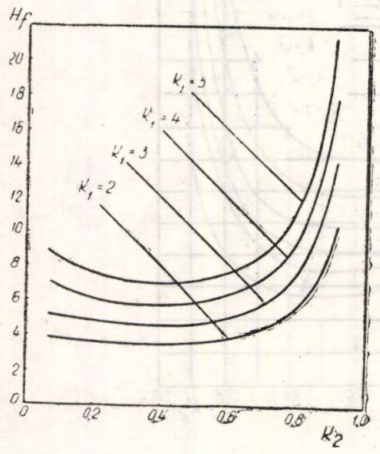


Fig. 7

$$a_f = \frac{1}{3}\left[1 + \frac{(K_1 + 4\ K_2 - 4)\ K_2}{K_1} + \sqrt{\frac{(K_1 + 4\ K_2 - 4)\ K_2}{K_1}}\right] \qquad (9)$$

$$q_f = \frac{1}{24 a_f} \cdot \frac{8\ K_1 + 17\ K_2 - 15}{1 - K_2} \qquad (10)$$

Puterea de pompare relativă se determină cu relaţia (6).

Reprezentarea geometriei reazemului — figura 8, este însoţită de diagramele coeficienţilor adimensionali de portanţă, debit şi putere de pompare, figurile 9, 10 şi 11. Din diagramele coeficientului de portanţă se remarcă faptul că pentru valori mici ale parametrului K_1 nu se pot utiliza decît degajări hidrostatice cu lăţime mare (valori K_2, ridicate).

Reazem cu două degajări dreptunghiulare longitudinale — varianta 5.

În concordanţă cu notaţiile anterioare au fost stabiliţi următorii parametri, conform figurii 12 :

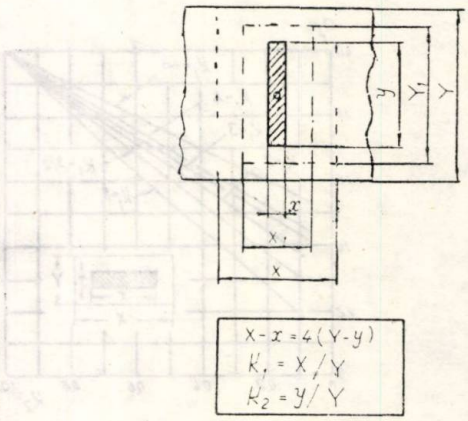


Fig. 8

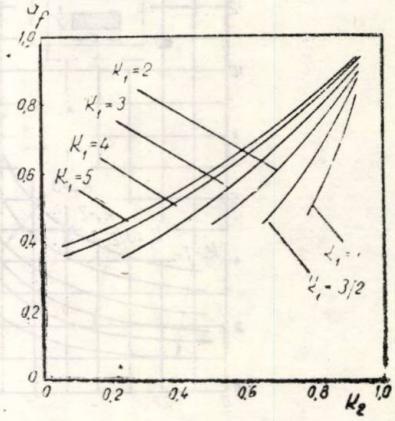


Fig. 9

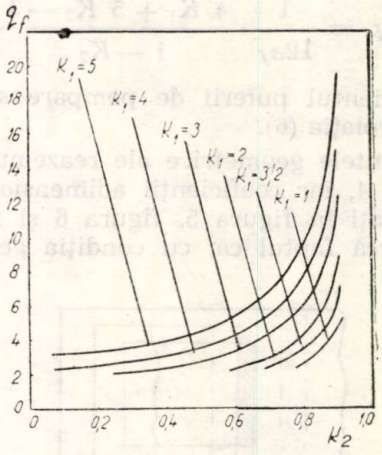


Fig. 10

$K_1 = X/Y$ — parametrul reazemului ;
$K_2 = y_b/Y_b$ — lăţimea relativă a degajării hidrostatice ;
$K_3 = z/Y$ — lăţimea relativă a zonei neportante din mijlocul ghidajului.

Condiţia geometrică a reazemului a fost considerată $X - x = Y_b - y_b$, corespunzătoare unei jumătăţi a unităţii de rezemare. Se re-

marcă faptul că parametrul K_2 are aceeaşi semnificaţie ca şi pentru reazemele analizate

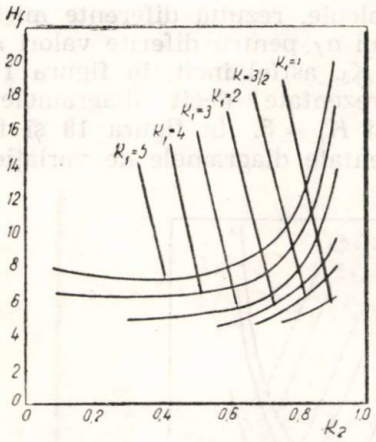


Fig. 11

anterior. Referitor la lăţimea relativă K_3 putem observa că are valori subunitare, dar nu se recomandă valori mai mari decît 0,5 ; în calcule au fost admise doar valori $K_3 \leqslant 0{,}3$, pentru care portanţa nu se diminuează prea mult.

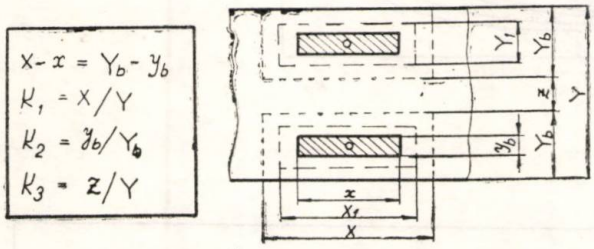


Fig. 12

Prin calcul au fost determinaţi coeficienţii adimensionali de portanţă şi de debit după cum urmează :

$$a_f = \frac{1}{3}\left[(1 - K_3) + \right. \tag{11}$$

$$+ \frac{(2K_1 - 1 + K_3 + K_2 - K_2K_3)(K_2 - K_2K_3)}{2K_1} +$$

$$\left. + \sqrt{\frac{(2K_1 - 1 + K_3 + K_2 - K_2K_3)(K_2 - K_2K_3)(1 - K_3)}{2K_1}}\right]$$

$$q_f = \frac{2[2K_1 + K_2(1 - K_3)]}{3a_f(1 - K_2)} \tag{12}$$

Din analiza diagramelor privind coeficientul de portanţă a_f se remarcă influenţa slabă a parametrului K_3 asupra acestuia, (fig. 13). În figura 13 nu au fost reprezentate şi diagramele corespunzătoare parametrului $K_1 = 4$ şi $K_1 = 5$, dată fiind suprapunerea aproape perfectă a acestora cu diagramele calculate pentru $K_1 = 3$. Mărimea lăţimii fişiei longitu-

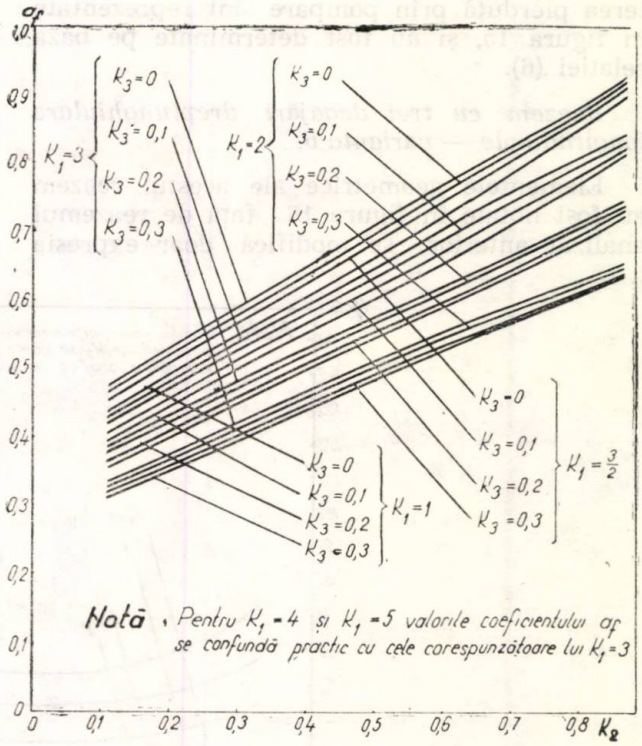


Fig. 13

dinale neportante z este însă hotărîtoare, în ceea ce priveşte variaţia debitului de scăpări, (fig. 14). Diagramele coeficienţilor privind pu-

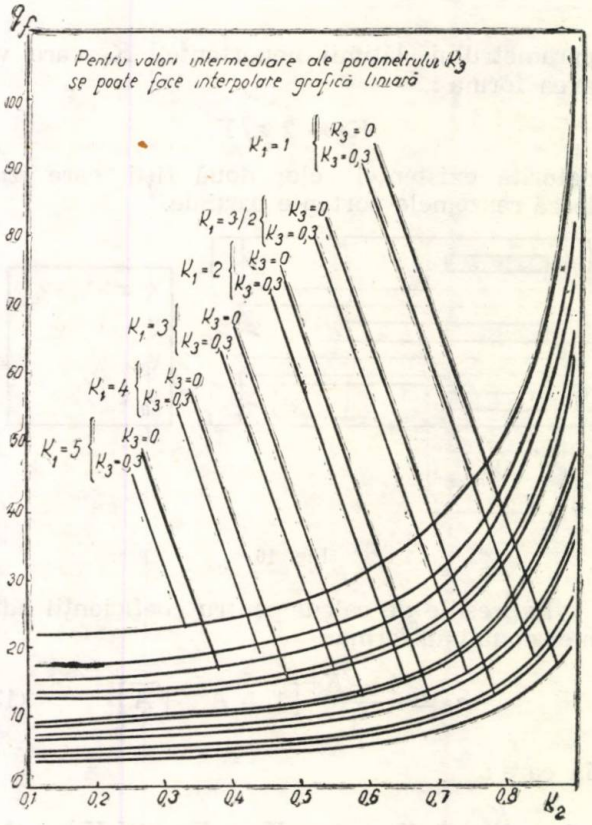


Fig. 14

terea pierdută prin pompare sînt reprezentate în figura 15, și au fost determinate pe baza relației (6).

Reazem cu trei degajări dreptunghiulare longitudinale — varianta 6.

Elementele geometrice ale acestui reazem au fost notate în figura 16 ; față de reazemul analizat anterior, se modifică doar expresia

$$q_f = \frac{3\ K_1 + K_2(1 - K_3)}{(1 - K_2)\ a_f} \qquad (15)$$

Din calcule, rezultă diferențe mici ale coeficientului a_f, pentru diferite valori ale parametrului K_3, astfel încît, în figura 17, nu au fost reprezentate decît diagramele pentru $K_1 = 1$ și $K_1 = 5$. În figura 18 și figura 19 sînt prezentate diagramele de variație ale co-

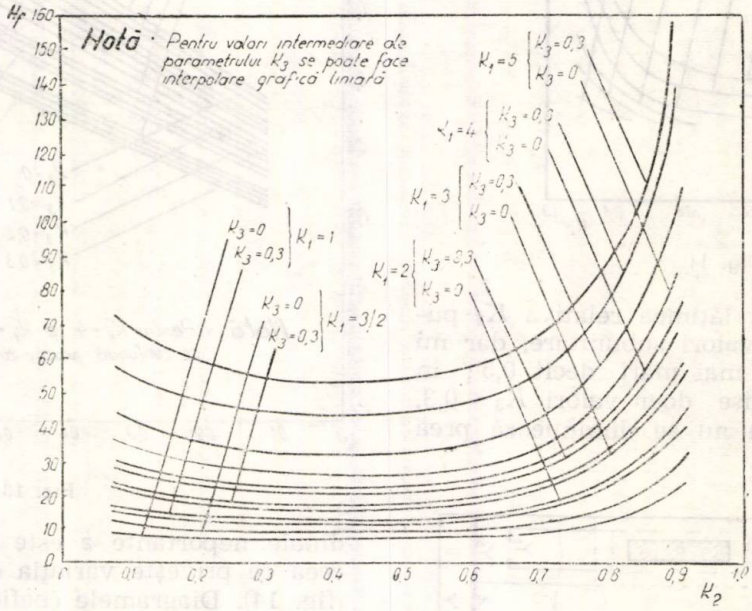


Fig. 15

parametrului lățimii neportante, K_3 care va avea forma :

$$K_3 = 2\ z/Y,$$

datorită existenței celor două fîșii care izolează reazemele portante parțiale.

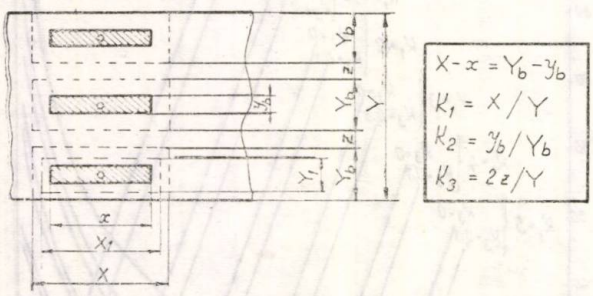


Fig. 16

Expresiile de calcul pentru coeficienții adimensionali au forma :

$$a_f = \frac{1 - K_3}{3}\left[1 + A + \sqrt{A}\right] \qquad (13)$$

în care :

$$A = \frac{K_2}{3K_1}\left(3\ K_1 - 1 + K_2 + K_3 - K_2K_3\right) \qquad (14)$$

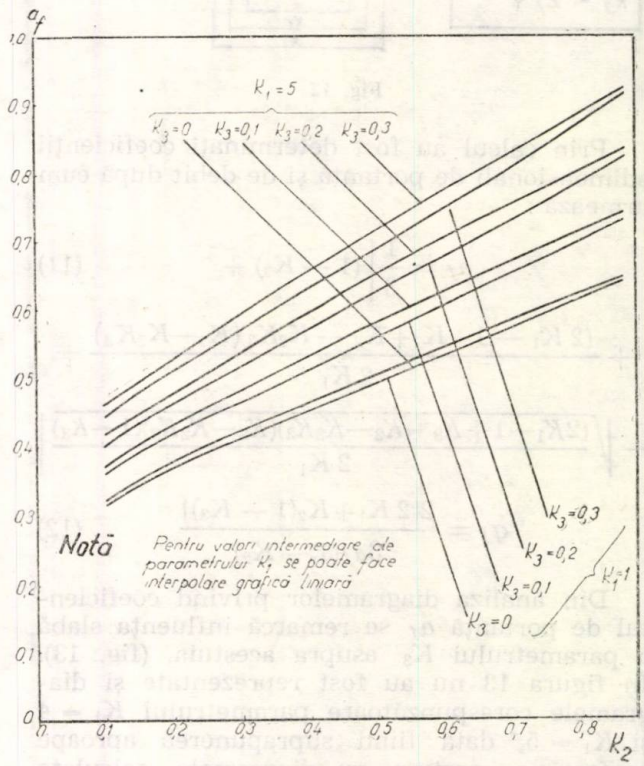


Fig. 17

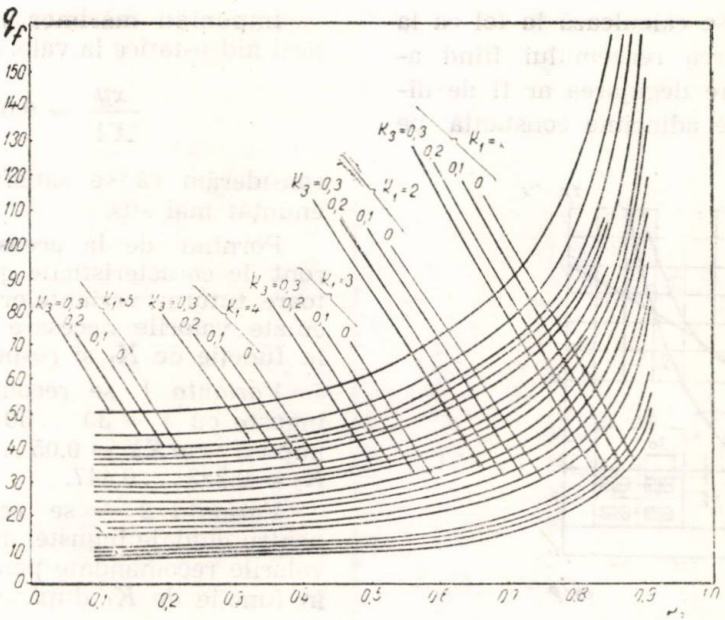


Fig. 18

eficienţilor adimensionali de debit şi de putere de pompare.

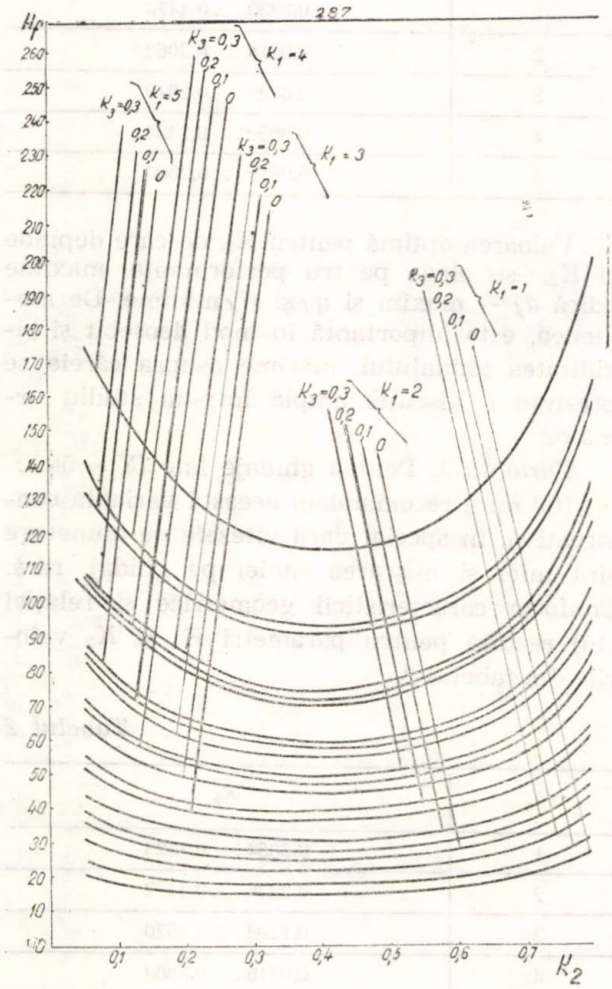


Fig. 19

Reazem cu patru degajări patrate — varianta 7.

Elementele geometrice şi caracteristicile de calcul au fost reproduse după [1] şi redate în figura 20.

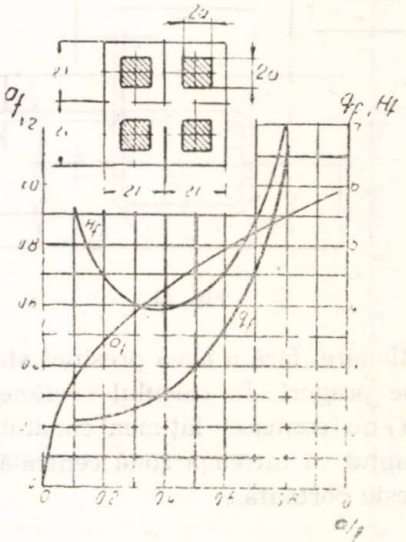


Fig. 20

Reazem cu patru degajări dreptunghiulare — varianta 8.

După [1], caracteristicile reazemului şi geometria acestuia sînt prezentate în figura 21.

Reazem cu degajare îngustă închisă — varianta 9.

Geometria reazemului este prezentată în figura 22. La această variantă constructivă co-

eficienţii a_f, q_f şi H_f se calculează la fel ca la varianta 2, comportarea reazemului fiind aceeaşi cu cazul în care degajarea ar fi de dimensiuni x şi y şi de adîncime constantă pe

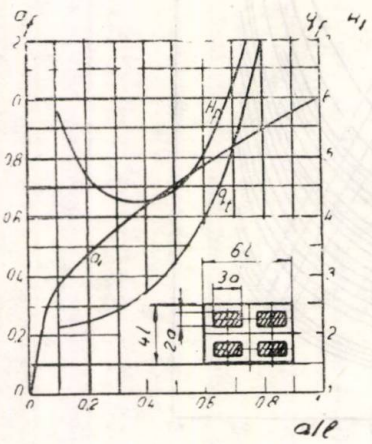


Fig. 21

toată desfăşurarea sa. La varianta 9 însă, spre deosebire de cea amintită — 2, există avantajul unei rezemări mai bune, în perioadele de

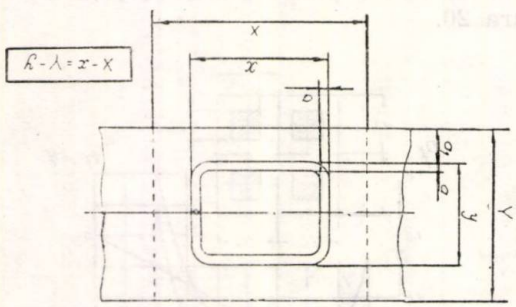


Fig. 22

nefuncţionare, fără a avea presiuni statice prea mari pe praguri. În calculul coeficienţilor a_f, q_f şi H_f nu contează lăţimea canalului a, dat fiind faptul că întreaga zonă centrală a reazemului este portantă.

Indicaţii privind alegerea parametrilor geometrici

Este cunoscut faptul că presiunea de contact asupra ghidajului trebuie să aibă o valoare deosebit de mică la staţionare şi în sarcină pentru a nu se produce deformaţii locale care să influenţeze precizia mişcării. Pornind de la acest considerent se impune ca aria pragurilor reazemului să aibă valori cît mai mari sau, altfel spus, aria degajării hidrostatice să fie cît mai redusă.

Impunînd mărimea relativă a ariei degajării hidrostatice la valorile :

$$\frac{xy}{XY} = 0{,}05 \ldots 0{,}2 \qquad (16)$$

considerăm că se satisface astfel deziderатul enunţat mai sus.

Pornind de la această condiţie şi ţinînd cont de caracteristicile geometrice corespunzătoare tuturor variantelor studiate, au fost calculate valorile necesare ale parametrului K_2, în funcţie de K_1 şi respectiv de K_1 şi K_3.

Varianta 1 se recomandă pentru ghidaje înguste cu $Y = 30 \ldots 50$ mm ; pentru condiţia impusă $xy/XY = 0{,}05 \ldots 0{,}2$ rezultă valorile $K_2 = 0{,}223 \ldots 0{,}447$.

Varianta 2 — se recomandă deasemenea pentru ghidaje înguste, avînd $Y = 30 \ldots 50$ mm; valorile recomandate pentru K_2 sînt exprimate în funcţie de K_1 după cum urmează (tab. 1) :

Tabelul 1

K_1	K_2
1	0,2230 ... 0,4470
2	0,0916 ... 0,3062
3	0,0723 ... 0,2649
4	0,0652 ... 0,2464
5	0,0615 ... 0,2360

Valoarea optimă pentru K_1, de care depinde şi K_2, se alege pentru performanţe maxime adică a_f — maxim şi q_f şi H_f minime. De asemenea, este importantă în mod deosebit şi rigiditatea ghidajului, mărime asupra căreia se prezintă o discuţie amplă într-un studiu următor.

Varianta 3. Pentru ghidaje late ($Y = 50 \ldots 100$ mm) recomandăm această variantă constructivă, în special dacă vitezele de alunecare sînt mici şi mişcarea saniei pe ghidaj, rară. Conform caracteristicii geometrice şi relaţiei (16) rezultă pentru parametri K_1 şi K_2 valorile din tabelul 2.

Tabelul 2

K_1	K_2
1	0,5854 ... 0,7623
2	0,2236 ... 0,4472
3	0,1208 ... 0,3520
4	0,0916 ... 0,3062
5	0,0791 ... 0,2807

Varianta 4. Menţinînd aceleaşi indicaţii ca şi la varianta 3, recomandăm valorile din tabelul 3.

Tabelul 3

K_1	K_2
1	0,7665 ... 0,8116
2	0,5458 ... 0,6531
3	0,3554 ... 0,5319
4	0,2236 ... 0,4472
5	0,1545 ... 0,3903

Varianta 5

În cazul în care mişcarea saniei se face des, avînd şi viteze mari de alunecare relativă se poate utiliza această formă constructivă pentru care rezultă următoarele valori ale parametrilor geometrici (tab. 4).

Tabelul 4

K_1	K_3	K_2
1	0	0,0916 ... 0,3062
	0,1	0,0938 ... 0,3201
	0,2	0,0977 ... 0,3397
	0,3	0,1040 ... 0,3670
2	0	0,0652 ... 0,2464
	0,1	0,0702 ... 0,2661
	0,2	0,0766 ... 0,2912
	0,3	0,0850 ... 0,3240
3	0	0,0592 ... 0,2294
	0,1	0,0646 ... 0,2503
	0,2	0,0713 ... 0,2766
	0,3	0,0800 ... 0,3107
4	0	0,0566 ... 0,2215
	0,1	0,0621 ... 0,2429
	0,2	0,0689 ... 0,2696
	0,3	0,0755 ... 0,3042
5	0	0,0552 ... 0,2169
	0,1	0,0613 ... 0,2411
	0,2	0,0690 ... 0,2712
	0,3	0,0788 ... 0,3099

Lăţimile ghidajelor, în cazul acestei variante pot fi de ordinul 50 ... 100 mm.

Varianta 6. Recomandînd-o pentru ghidaje late cu $Y > 150$ mm, indicăm mai jos valorile calculate ale parametrilor geometrici, conform condiţiei (16), tabelul 5.

Tabelul 5

K_1	K_3	K_2
1	0	0,0723 ... 0,2649
	0,1	0,0768 ... 0,2831
	0,2	0,0827 ... 0,3067
	0,3	0,0906 ... 0,3379
2	0	0,0592 ... 0,2294
	0,1	0,0646 ... 0,2503
	0,2	0,0713 ... 0,2766
	0,3	0,0800 ... 0,3107
3	0	0,0558 ... 0,2190
	0,1	0,0613 ... 0,2404
	0,2	0,0681 ... 0,2673
	0,3	0,0769 ... 0,3021
4	0	0,0542 ... 0,2140
	0,1	0,0597 ... 0,2356
	0,2	0,0666 ... 0,2629
	0,3	0,0755 ... 0,2979
5	0	0,0533 ... 0,2111
	0,1	0,0588 ... 0,2329
	0,2	0,0657 ... 0,2602
	0,3	0,0746 ... 0,2954

Variantele 7 şi 8. Conform diagramelor se observă că pentru portanţă ridicată se recomandă valori a/l mari, iar pentru debit minim de scăpări şi putere de pompare redusă — valori a/l foarte mici. În funcţie de caracteristica optimă pentru care se face proiectarea se alege parametrul a/l corespunzător.

Varianta 9. Se recomandă pentru ghidaje avînd $Y = 80 \ldots 150$ mm, cu $a = 10 \ldots 12$ mm şi $a_1 = 20 \ldots 30$ mm. Parametrul K_2 este cel indicat la varianta 2.

În cele de mai sus a fost analizată influenţa geometriei ghidajului hidrostatic plan asupra portanţei, debitului de scăpări şi asupra puterii pierdute prin pomparea lubrifiantului în interstiţiul reazemului. Pe lîngă aceste caracteristici, este necesară analiza rigidităţii lagărului axial hidrostatic — mărime de cele mai multe ori determinantă în stabilirea geometriei platoului de rezemare, a uleiului şi a grosimii interstiţiului cu fluid portant.

În lucrare sînt abordate doar cazurile în care alimentarea degajării hidrostatice se face prin drosel capilar drept şi respectiv prin drosel din materiale metalice sinterizate.

Referitor la debitul care străbate un capilar drept, se constată proporționalitatea acestuia cu căderea de presiune pe respectivul drosel :

$$Q_c = \frac{\pi d_c^4}{128 l_c \mu} (p_p - p_b) \tag{17}$$

în care :

d_c este diametrul tubului capilar ;
l_c — lungimea capilarului ;
μ — vîscozitatea dinamică a lubrifiantului ;
p_p și p_b — presiunea dată de pompă (în amontele droselului) și respectiv presiunea din degajarea hidrostatică (în avalul droselului).

Notînd, conform [1], constanta droselului capilar :

$$K_c = \frac{\pi d_c^4}{128 l_c} \tag{18}$$

și presiunea relativă din degajarea hidrostatică :

$$\beta = \frac{p_b}{p_p} \tag{19}$$

se poate transcrie relația (17) astfel :

$$Q_c = (1 - \beta) \frac{K_c}{\mu} p_p \tag{17'}$$

Studiind lucrarea [2], se poate afirma că droselul capilar are caracteristici de reglaj similare cu cele ale droselului din materiale sinterizate. Utilizarea droselelor sinterizate conferă avantajul prețului de cost redus și siguranța deplină în exploatare, fără pericol de obturare.

Studiul teoretic dezvoltat în [2] conduce la concluzia că relația debitului de alimentare printr-un drosel sinterizat are aceeași structură cu cea corespunzătoare capilarului drept și anume :

$$Q_s = \frac{K_s}{\mu} (p_p - p_b) \tag{19}$$

relație în care K_s este parametrul geometric :

$$K_s = 1215 \cdot 10^{-7} \cdot S_t \frac{d_e^2}{u} \tag{20}$$

În expresia de mai sus, S_t reprezintă aria suprafeței frontale a droselului sinterizat, d_e — diametrul granulei constituente, iar u — grosimea pastilei sinterizate.

Structura identică a relațiilor (17) și (18), respectiv (19) și (20) face ca studiul analitic să fie comun droselelor sinterizate și tuburilor capilare drepte. Indiferent deci de natura droselului se poate exprima debitul care îl parcurge sub forma :

$$Q_d = \frac{K}{\mu} (p_p - p_b) \tag{21}$$

în care K este constanta geometrică, diferită de la caz la caz.

Pe de altă parte, debitul prin reazemul hidrostatic este :

$$Q = q_f \left(\frac{N_1}{A} \right) \frac{h^3}{\mu} \tag{22}$$

relație prezentată în [3] și care poate fi pusă sub forma :

$$Q = a_f q_f \beta p_p \frac{h^3}{\mu} \tag{23}$$

în care : a_f — este portanța adimensională, iar q_f — coeficientul de debit.

Egalînd relațiile (21) și (23) rezultă grosimea filmului portant, în cazul alimentării degajării hidrostatice prin tub capilar sau drosel sinterizat :

$$h = \sqrt[3]{\frac{(1 - \beta) K}{\beta a_f q_f}} \tag{24}$$

Conform [1], rigiditatea reazemului hidrostatic plan, are expresia :

$$S = \frac{3 N_1}{h} (1 - \beta) \tag{25}$$

în care N_1 reprezintă încărcarea lagărului axial. Așa cum se cunoaște [3], portanța poate fi scrisă sub forma :

$$N_1 = a_f p_p \beta A \tag{26}$$

unde A este aria totală a reazemului hidrostatic. Pe baza relațiilor (25), (26) și (24) se poate exprima rigiditatea filmului de lubrifiant ca fiind :

$$S = \frac{3 a_f^{4/3} q_f^{1/3} \beta^{4/3} (1 - \beta)^{2/3}}{K^{1/3}} \cdot A p_p \tag{27}$$

Notînd :

$$K_S = 3 \beta^{4/3} (1 - \beta)^{2/3} \tag{28}$$

Coeficientul de rigiditate și cu $\bar{S}$ rigiditatea relativă, obținem :

$$\bar{S} = \frac{S K^{1/3}}{A p_p} a_f^{4/3} q_f^{1/3} K_S \tag{29}$$

Analizînd relația de mai sus, se poate constata că rigiditatea relativă depinde de coeficientul de portanță a_f, de debitul relativ q_f, precum și de presiunea relativă din degajarea hidrostatică β. Cum a_f și q_f depind direct de

forma constructivă a degajării, se poate studia influența acesteia asupra rigidității relative a lagărului axial hidrostatic. Este, de asemenea, necesar să se indice care sînt valorile parametrilor geometrici ai reazemului, care conduc la performanțe superioare, adică rigiditate și portanță maxime și debit minim. Pentru a putea urmări analiza care urmează este necesară și consultarea lucrării [3], în care au fost prezentate diferitele variante constructive de ghidaje hidrostatice; din lucrare se preiau atît numerotarea variantelor constructive, cît și parametrii geometrici recomandați pentru obținerea unei presiuni minime în reazem, în staționare.

Pentru *varianta constructivă 1* — definită prin raportul $x/X = y/Y$ se recomandă ca optim parametrul geometric $K_2 = 0{,}223 \ldots 0{,}447$, avînd deci valoarea medie $K_2 = 0{,}335$, indiferent de raportul $K_1 = X/Y$; s-a făcut notația $K_2 = y/Y$. Conform [3], x și y reprezintă dimensiunile degajării dreptunghiulare, iar X și Y — dimensiunile platoului de rezemare. Pe baza relației (29) au fost calculate valorile rigidității relative $\bar{S}$ pentru $K_2 = 0{,}335$. Au fost obținute diagramele reprezentate în figura 23.

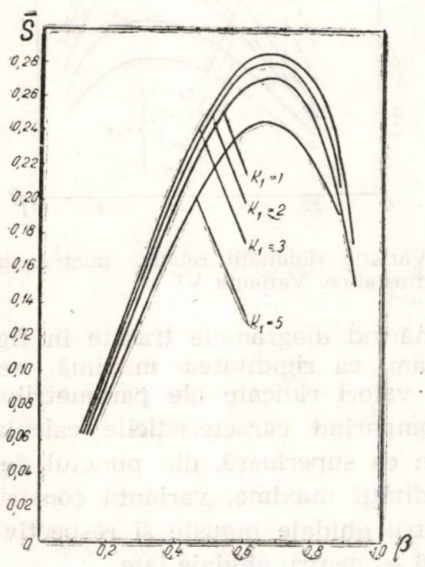


Fig. 23 Variația rigidității relative pentru ghidaje hidrostatice. Varianta I.

Se remarcă ca valori optime: $K_1 = 3$ și $\beta = 0{,}675$ pentru obținerea rigidității maxime. Este de remarcat, din [3], că la aceste valori, debitul de scăpări și puterea de pompare au valori foarte reduse — ceea ce constituie un avantaj — dar portanța nu este prea ridicată. De regulă, însă, unui ghidaj hidrostatic i se cere în primul rînd rigiditate înaltă, portanța putînd fi ridicată, dacă este necesar, prin mărirea ariei reazemului sau prin mărirea presiunii de alimentare. Nu a mai fost trasată diagrama corespunzătoare lui $K_1 = 4$, datorită suprapunerii aproape totale cu cea dedusă pentru $K_1 = 2$.

La *varianta constructivă 2*, la care $X - x = Y - y$, au fost indicate de asemenea valori optime medii pentru K_2, după cum urmează:

Pentru $K_1 = 1$, $K_2 = 0{,}3350$
„ $K_1 = 2$, $K_2 = 0{,}1989$
„ $K_1 = 3$, $K_2 = 0{,}1686$
„ $K_1 = 4$, $K_2 = 0{,}1558$.

Cu aceste valori, au fost calculate rigiditățile relative $\bar{S}$, conform relației (29) și au fost trasate diagramele din figura (24). Se observă că $\beta_{optim} = 0{,}675$, ca și la varianta 1, iar maximul rigidității se obține pentru $K_1 = 1$ și respectiv $K_2 = 0{,}3350$.

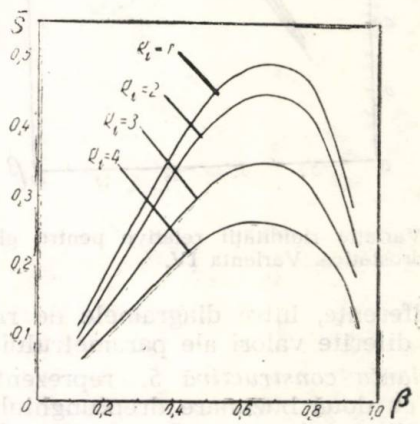


Fig. 24 Variația rigidității relative pentru ghidaje hidrostatice. Varianta II.

Pentru *varianta constructivă 3*, definită prin relația $X - x = 2(Y - y)$, procedînd în același mod au fost deduse valorile indicate pentru proiectare ca fiind: $K_1 = 5$; $K_2 = 0{,}1799$ și $\beta = 0{,}675$. Ca și la variantele anterioare, cu aceste valori se obțin debite minime și puteri reduse pierdute prin pompare. Caracteristicile calculate sînt reprezentate în figura 25.

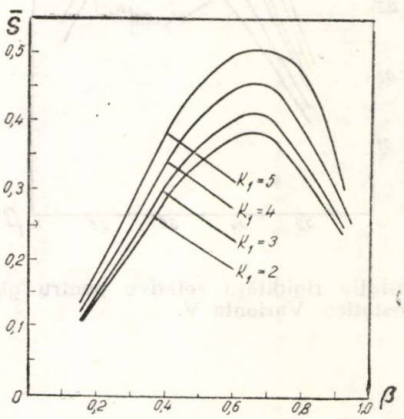


Fig. 25 Variația rigidității relative pentru ghidaje hidrostatice. Varianta III.

Varianta constructivă 4, caracterizată prin condiția geometrică $X - x = 4(Y - y)$, conduce la parametrii : $K_1 = 5$ și $K_2 = 0{,}2724$, pentru obținerea rigidității maxime. Diagramele calculate, din care au rezultat parametrii indicați mai sus, sînt reprezentați în figura 26. Se remarcă, totuși, faptul că există

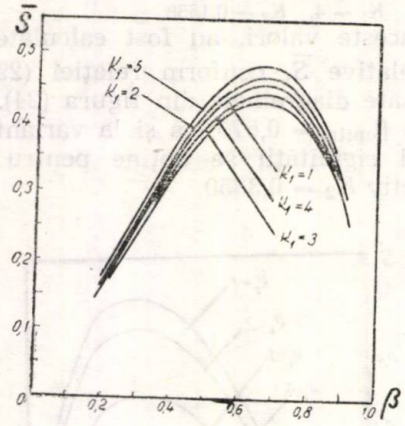


Fig. 26 Variația rigidității relative pentru ghidaje hidrostatice. Varianta IV.

mici diferențe, între diagramele de rigiditate, pentru diferite valori ale parametrului K_1.

Varianta constructivă 5, reprezentînd un ghidaj cu două buzunare dreptunghiulare longitudinale, prezintă ca particularitate faptul că deducerea parametrilor geometrici optimi K_1 și K_2 poate fi diferită în funcție de valoarea aleasă pentru parametrul $K_3 = z/Y$, în care

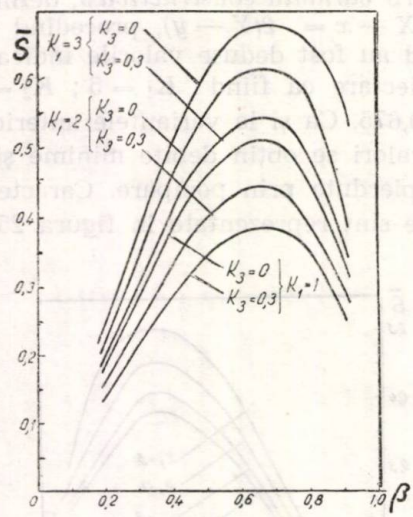


Fig. 27 Variația rigidității relative pentru ghidaje hidrostatice. Varianta V.

z reprezintă lățimea zonei neportante dintre degajările hidrostatice. Cu valorile K_2, indicate în [3], au fost calculate curbele de rigiditate relativă $\bar{S}$, reprezentate în figura 27.

Se deduce că o maximă rigiditate se obține pentru valori $K_1 \geqslant 3$ și respectiv pentru valori mici ale parametrului K_3.

La *varianta constructivă 6* — avînd trei degajări longitudinale dreptunghiulare, au fost obținute prin calcul, pentru valori optime ale parametrului K_2, diagramele reprezentate în figura 28. Trebuie specificat, și de această dată, că deducerea lui K_2 optim a fost făcută în lucrarea [3], pentru fiecare formă de ghidaj hidrostatic.

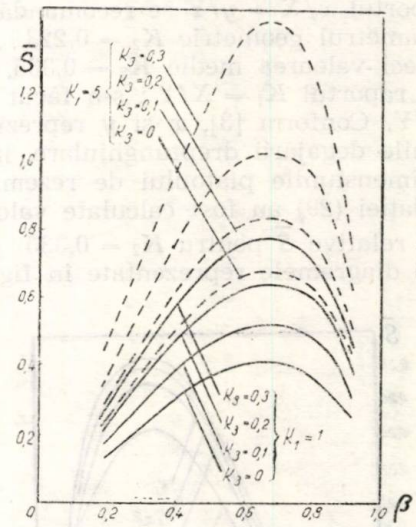


Fig. 28 Variația rigidității relative pentru ghidaje hidrostatice. Varianta VI.

Urmărind diagramele trasate în figura 28, remarcăm că rigiditatea maximă, se obține pentru valori ridicate ale parametrilor K_1 și K_3. Comparînd caracteristicile calculate, remarcăm ca superioară, din punctul de vedere al rigidității maxime, varianta constructivă 2 — pentru ghidaje înguste și respectiv — varianta 6 — pentru ghidaje late.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Rippel, H. C.:* Cast Bronze Hydrostatic Bearing Design Manual, Machine Design, aug.—dec., 1973.

[2] *Stanciu, Șt.:* Studiul efectului sistemului de alimentare — reglaj asupra caracteristicilor funcționale ale lagărelor radiale hidrostatice, îndeosebi asupra stabilității, Teză de doctorat I.P.B., 1979.

[4] *Stanciu, Șt.:* Calculul caracteristicilor ghidajelor hidrostatice deschise, Tribotehnica, 1980.

CZ : 621.82

Comportarea elastohidrodinamică a lagărelor radiale de alunecare cu cuzinet din material plastic

Dr. ing. Ioan VOICA — Institutul Politehnic București

Considerații generale

În construcția organelor de mașini portante, materialele plastice își găsesc o largă aplicare pentru cuplele de frecare datorită avantajelor oferite : economie de metal și în special de materiale deficitare (bronz, staniu, plumb, etc.), rezistență la uzură chiar în lipsa ungerii și în prezența mediilor cu conținut ridicat de impurități sau umiditate, rezistență la coroziune, greutate specifică redusă, capacitate de amortizare a șocurilor și vibrațiilor, etc.

Totuși, la alegerea materialului plastic pentru construcția unuia din elementele cuplei de frecare, precum și în etapa ulterioară de proiectare, este necesar să se țină seama de o serie de limitări, printre care : coeficientul de dilatare termică cu mult mai mare decît al materialelor clasice, coeficientul de conductibilitate termică mai scăzut, sensibilitatea ridicată la condițiile de mediu (temperatură, umiditate, lumină, etc.), rezistență mecanică și, îndeosebi, rigiditate mai redusă, etc.

Dintre limitările, anterior amintite, cele mai importante la utilizarea materialelor plastice ca materiale de construcție a cuzineților lagărelor cu alunecare sînt : rezistența termică redusă și elasticitatea ridicată, cu implicații asupra geometriei interstițiului fus — cuzinet.

În cadrul cercetărilor teoretice și experimentale privind regimul de ungere hidrodinamic, s-a considerat, printre altele, că fusul și cuzinetul au o formă perfect cilindrică și posedă o rigiditate absolută. Ca urmare înălțimea variabilă h a peliculei de lubrifiant a fost considerată ca fiind determinată numai de diferența dimensională fus — cuzinet.

Atunci cînd pentru construcția cuzinetului se va utiliza material plastic, ipoteza anterioară își pierde valabilitatea și conform notațiilor din figura 1 se poate scrie grosimea locală a peliculei de lubrifiant :

$$h_t = h + h_{e,c} \qquad (1)$$

în care :

h_t — înălțimea totală a peliculei de lubrifiant ;
h — înălțimea peliculei de lubrifiant datorată diferenței dimensionale dintre fus și cuzinet ;
$h_{e,c}$ — deformația elastică locală a cuzinetului sub acțiunea presiunii din pelicula de lubrifiant.

În condițiile reale de utilizare a cuzineților confecționați din material plastic, fixați rigid

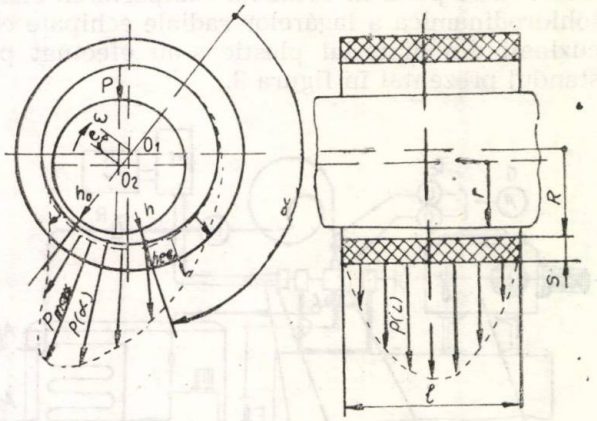


Fig. 1

la suprafața exterioară și la cele două capete, deformația elastică locală a suprafeței interioare a cuzinetului se poate determina [1] cu relația :

$$h_{e,c}(\alpha, z) = S\frac{p(\alpha, z)}{E} \qquad (2.1.)$$

în care :

s — grosimea peretelui cuzinetului ;
$p(\alpha, z)$ — presiunea locală din pelicula de lubrifiant ;
E — modulul de elasticitate longitudinal al materialului cuzinetului.

Datorită deformațiilor elastice locale ale suprafeței interioare a cuzinetului, deplasarea centrului fusului față de cel al cuzinetului nu va mai fi identică cu cea din cazul fus — cuzinet rigid ; va avea loc o abatere unghiulară și o deplasare verticală, în sensul că fusul se „adîncește" în cuzinet. Urmarea este o strangulare posibilă a înălțimii minime inițiale cu

repercusiuni defavorabile pentru funcţionare (fig. 2).

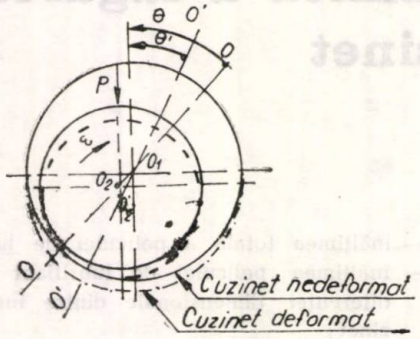


Fig. 2

Baza materială şi metodologia de încercare

Încercările experimentale prin care s-a urmărit să se pună în evidenţă comportarea elastohidrodinamică a lagărelor radiale echipate cu cuzineţi din material plastic s-au efectuat pe standul prezentat în figura 3.

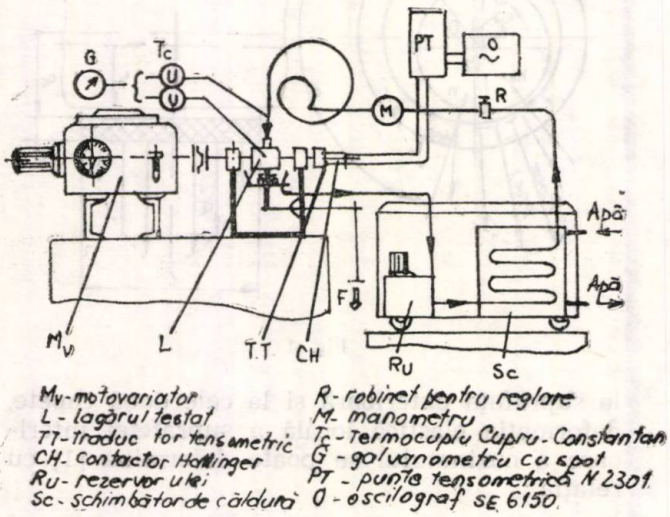


Fig. 3 Stand pentru determinarea presiunii circumferenţiale din filmul de ulei.

a. Determinarea distribuţiei circumferenţiale a temperaturii din filmul de lubrifiant s-a realizat pe bucşe pregătite conform figurii 4 a, cu ajutorul instalaţiei prezentate în figura 5, prin intermediul unor termocuple cupru — constantan. Înregistrările s-au desfăşurat după următoarea metodologie :

— pregătirea bucşelor pentru experimentare (fig. 4 a) ;
— fixarea termocuplelor şi introducerea bucşei în montura metalică (fig. 4 b) ;
— efectuarea unui rodaj timp de opt ore la încărcare şi viteză redusă ;
— efectuarea măsurărilor propriu-zise respectînd timpul minim necesar (~ 30') pentru atingerea regimului stabil de funcţionare.

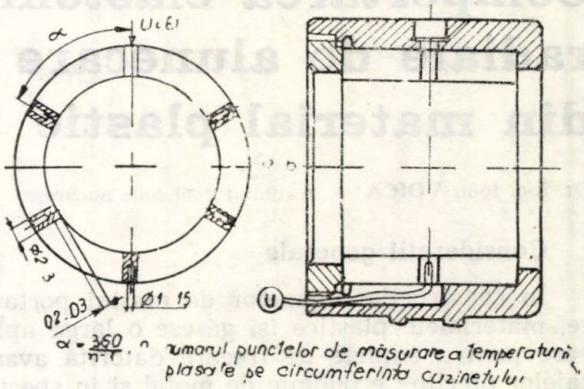


Fig. 4 Pregătirea bucşei pentru experimentări (a) şi fixarea ei în montură (b).

b. Determinarea variaţiei circumferenţiale a presiunii din filmul de lubrifiant s-a efectuat

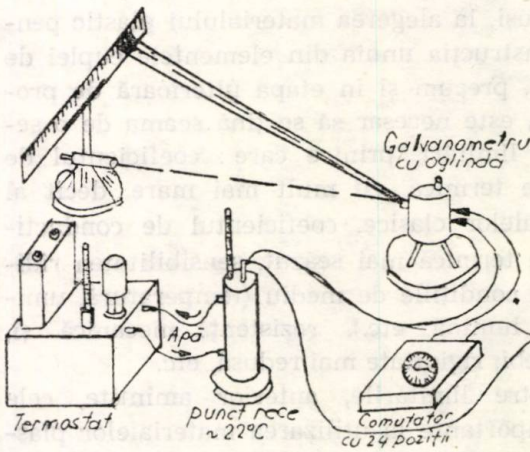


Fig. 5 Schema instalaţiei pentru măsurarea temperaturii cu ajutorul termocuplelor bimetalice.

cu ajutorul unui captor tensometric cu membrană, prezentat în figura 6. Semnalul traductorului tensometric, proporţional cu valoarea presiunii din filmul de ulei, este captat prin-

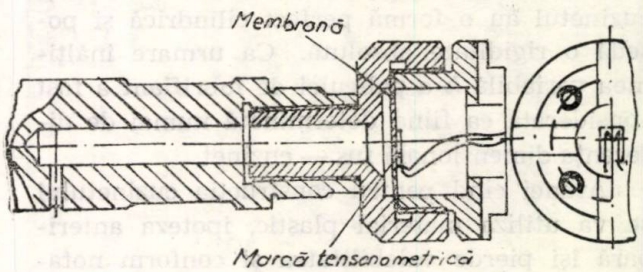


Fig. 6 Traductorul tensometric pentru măsurarea presiunii circumferenţiale din filmul de lubrifiant.

tr-un contactor Hottinger, amplificat într-o punte tensometrică N 2301 şi înregistrat la un

oscilograf SE 5150. Pentru stabilirea coeficientului de scară a presiunii înregistrate, captorul tensometric a fost etalonat cu ajutorul unui dispozitiv cu manometru etalon. Se menționează că pentru eliminarea eventualelor erori dispozitivul a prezentat aceleași rezistențe hidraulice ca și captorul utilizat.

Bucșele încercate, confecționate din poliamidă, au fost pregătite așa cum se prezintă în figura 4, cu observația că niturile din aluminiu, necesare pentru înregistrarea temperaturii, lipsesc ; totuși pentru înregistrarea temperaturii medii din filmul de lubrifiant a fost introdus un nit la extremitatea bucșei, în zona portantă. Metodologia de încercare a fost identică cu cea prezentată anterior.

Rezultate și concluzii

a. Distribuția circumferențială de temperaturi (fig. 7) a fost prezentată comparativ pentru cuzinetul din bronz și cel din poliamidă cu grosimea peretelui de 5 mm și 2,5 mm. Deși jocul relativ din lagărul cu cuzinet din material plastic este mult mai mare (7‰, respectiv 1,5‰) decît cel din lagărul cu cuzinet din bronz, lucru ce ar favoriza răcirea printr-un debit circulant de lubrifiant mai ridicat, totuși nivelul termic este mai mare ; concomitent, curba de temperatură pentru cuzinetul din material plastic este pronunțat asimetrică și prezintă un raport t_{max}/t_{min} mult mai mare decît cea corespunzătoare cuzinetului din bronz. Aceste aspecte scot în evidență fenomenul de strangulare a

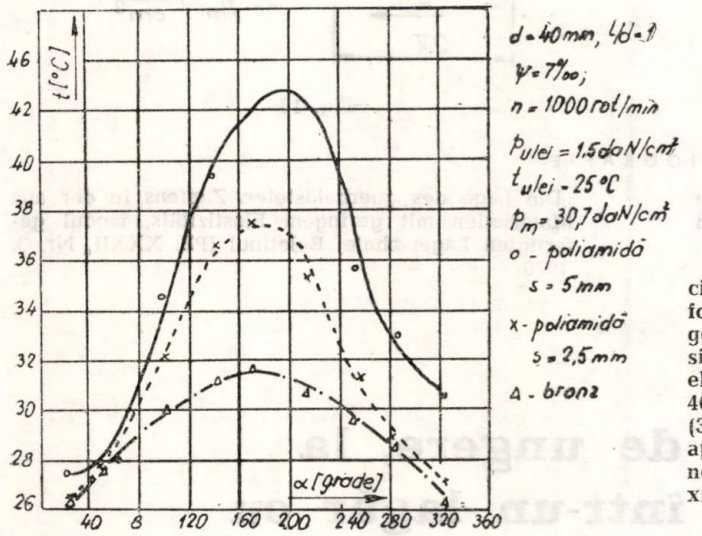


Fig. 7

filmului de ulei în secțiunea de grosime minimă inițială datorită deformațiilor elastice locale ale cuzinetului, lucru ce diminuează circulația lubrifiantului și deci răcirea lagărului.

b. Temperatura maximă cît și distribuția circumferențială a temperaturii în filmul de lubrifiant este puternic influențată de grosimea peretelui cuzinetului și încărcarea specifică (fig. 8 și 9). Totodată se remarcă diminuarea efectelor anterioare, concomitent cu scăderea grosimii peretelui cuzinetului și a încărcării specifice. Aceasta se datorează, pe de o parte, scăderii deformațiilor elastice locale și deci a strangulării filmului, iar pe de altă parte, creșterii cantității de căldură disipată prin peretele cuzinetului, respectiv diminuării cantității de căldură produsă prin frecare.

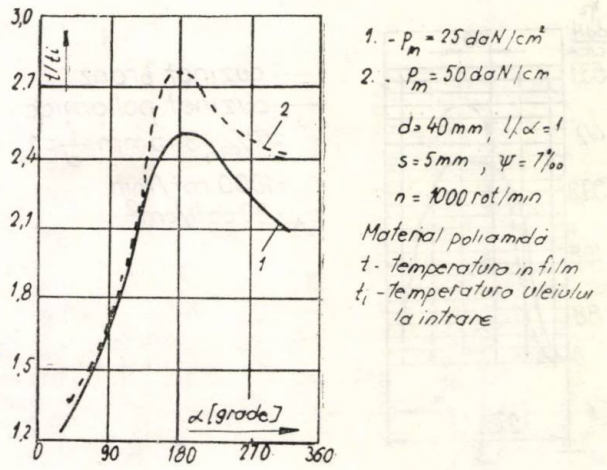


Fig. 8

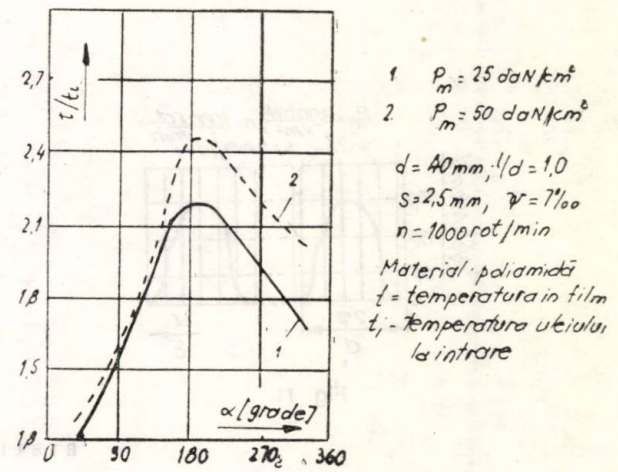


Fig. 9

c. Efectuînd, în paralel, înregistrarea distribuției circumferențiale de presiuni în lagărul cu cuzinet deformabil (poliamidă) și cel rigid (bronz), cu aceeași geometrie inițială (fig. 10), se constată diminuarea sensibilă a maximului presiunilor la lagărul cu cuzinet elastic comparativ cu cel rigid (36,4 daN/cm², respectiv 46,4 daN/cm²), concomitent cu creșterea zonei portante (310°, respectiv 270°). Aceste fenomene se explică prin apariția deformațiilor elastice radiale, locale ale cuzinetului elastic mai pronunțate în zona presiunilor maxime și mai reduse spre marginile acesteia.

d. Înregistrarea distribuției circumferențiale de presiuni, imediat după încărcarea lagărului (fig. 11), a dovedit prezența unui mic vîrf, asemănător cu cel de la contactele EHD, la ieșirea din zona portantă ; după un anumit timp de funcționare, pragul format prin deformarea elastică locală a cuzinetului se nivelează, lucru confirmat de atenuarea vîrfului de presiune.

e. Efectele anterioare sînt dependente atît de grosimea peretelui cuzinetului (fig. 12) cît și de încărcarea specifică (fig. 13).

Testările experimentale prezentate pun în evidență existența deformațiilor elastice locale a cuzinetului confecționat din poliamidă sub acțiunea presiunilor hidrodinamice din filmul de lubrifiant. Totodată rezultatele confirmă pe deplin corectitudinea relației analitice (1) pentru calculul deformațiilor elastice locale a cuzinetului din material plastic.

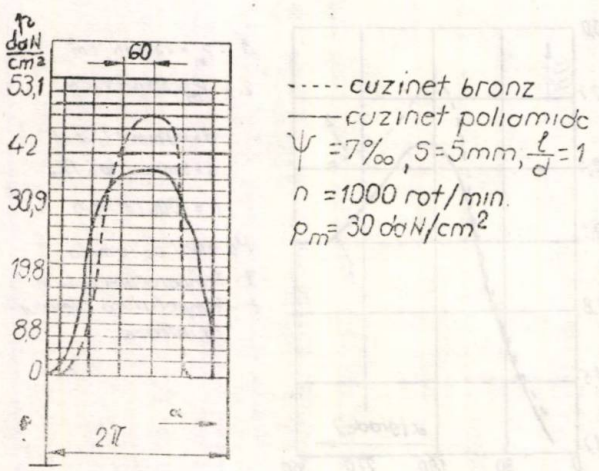


Fig. 10

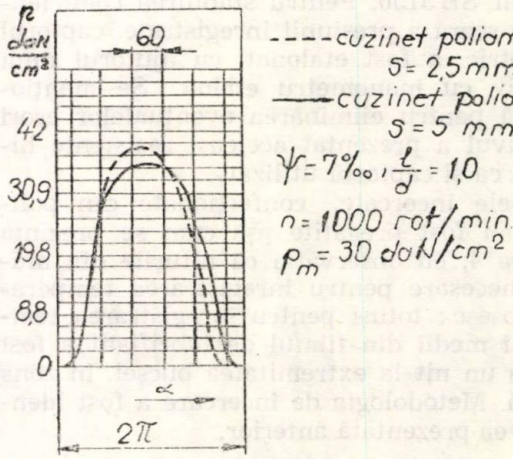


Fig. 12

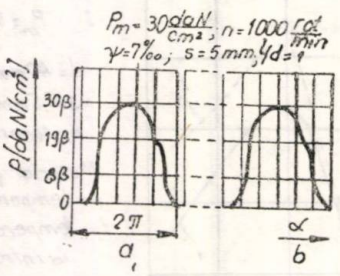


Fig. 11

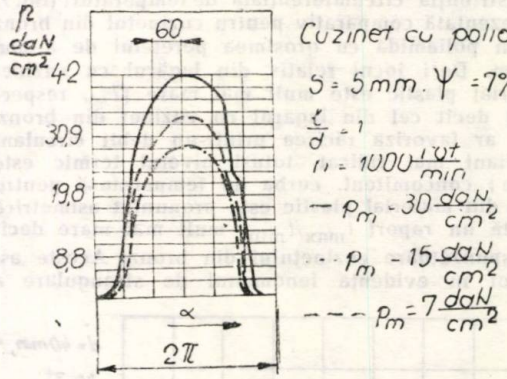


Fig. 13

BIBLIOGRAFIE

[1] *Manea, Gh., Boicu, N., Voica, I.:* „Deformaţiile locale sub efectul presiunii în problema ungerii hidrodinamice, SCMA Nr. 2, tom. 27, 1968.

[2] *Manea, Gh., Boicu, N., Pascovici, M., Voica, I.:* „Die Lage des guerbelasteten Zapfens in der aus Materialien mit geringem Elastizitäts, modul gefertigten Lagerschale, Buletinul IPB, XXXII, Nr. 3, 1970.

CZ : 621.82:621.89

Cercetarea procesului de ungere, la temperatura ridicată, într-un lagăr cu alunecare solicitat dinamic

Prof. dr. ing. Vasile **BERINDEAN** — Institutul Politehnic „Traian Vuia" — Timişoara

Ing. Alexandru **DOBRESCU** — Recepţia C.F.R. — I.C.M. Reşiţa

Introducere

În funcţionarea lagărelor cu alunecare există o limită superioară pentru temperatura uleiului, pînă la care se asigură ungerea hidrodinamică. Pentru a se evita deteriorarea lagărului, din cauza scăderii vîscozităţii uleiului la temperaturi ridicate, se folosesc relee de protecţie care comandă descărcarea lagărului cînd se atinge limita superioară de temperatură admisă.

Din considerente de siguranţă de funcţionare, constructorii fixează limita superioară de temperatură sub valoarea maximă, la care uleiul mai produce portanţa necesară.

În lucrarea de față se studiază, analitic și experimental, ungerea unui lagăr cu alunecare cu sarcină dinamică, la temperatura normală de lucru a cuzinetului $t_c = 85°C$ și la $t_c = 130°C$, (valoare maximă admisă pentru cuzineți trimetalici).

Metodica cercetărilor

Cercetările s-au efectuat pe un lagăr cu alunecare, identic cu lagărele de sprijin ale arborelui cotit de la motoarele diesel tip LDA 28. Lagărul a fost montat într-un stand de laborator, capabil să simuleze majoritatea situațiilor întîlnite la montarea diesel, exceptînd legea de variație a forței de încărcare. Principalele caracteristici ale lagărului sînt:

- diametrul fusului $d = 205$ mm;
- lățimea activă a cuzinetului trimetalic cu perete subțire $b = 90$ mm, exclusiv canalul circular de ungere;
- jocul diametral $j = 0{,}15$ mm;
- turația fusului $n = 0—700$ r/min;
- circuitul de ungere, cu debit, presiune și temperatura uleiului reglabile la valori dorite, a fost prevăzut cu aparate pentru măsurarea parametrilor menționați.

Forța de încărcare F, variabilă în timpul unei rotații, se obține din adunarea forței verticale F_v (fig. 1), realizată de un sistem de prese hidraulice, cu forța F_c, produsă de greutăți rotitoare fixate la capetele fusului.

Studiul s-a efectuat la $n = 750$ r/min și forța de încărcare variabilă $F = 76153 \div 82857$ N, la care unghiul de poziție γ a oscilat între 178° și 182°. În continuare se prezintă parametrii studiați și modul de stabilire a lor la cercetările teoretice și experimentale.

Cercetări teoretice. S-a determinat, analitic, grosimea minimă a filmului de ulei h_0, debitul de ulei Q_u, fluxul de căldură de frecare $M\omega$ și creșterea temperaturii uleiului la trecerea prin lagăr Δt.

Fig. 1

Forța de încărcare în funcție de unghiul de rotire α (fig. 1) s-a calculat cu relația:

$$F = \sqrt{F_v^2 + F_c^2 - 2F_vF_c\cos\alpha} \qquad (1)$$

în care: $F_c = 5{,}96 \cdot 10^{-3}\ n$ [N], iar $F_v = 584{,}5\ p_h + 598$ [N], p_h fiind presiunea din presele hidraulice.

Unghiul γ se calculează cu:

$$\gamma = \alpha \pm \text{arc cos}\frac{F^2 + F_c^2 + F_v^2}{2F \cdot F_c} \qquad (2)$$

Semnul plus se ia cînd $\alpha \in [0{,}180°$, iar minus cînd $\alpha \in 180°, 360°$.

Cunoscînd diagrama de încărcare $p = \frac{F}{b \cdot d} = f(\alpha)$, s-au calculat parametrii amintiți. Astfel:

Variația grosimii minime a filmului de ungere

S-a împărțit ciclul $\alpha = 2\pi$, în intervale $\Delta\alpha$ pentru p s-a putut considera constant și s-a calculat caracteristica portantei (criteriul Sommerfeld) pentru fiecare interval, cu relația:

$$S_0 = \frac{p\psi^2}{\eta\omega} \qquad (3)$$

în care $\psi = \frac{j}{d}$ este jocul diametral, ω este viteza unghiulară, iar η vîscozitatea dinamică a uleiului. Variația vîscozității cu temperatura, la uleiul M 30 S 2 folosit la această cercetare, se găsește în figura 2.

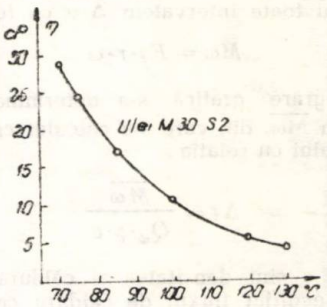


Fig. 2

Cu ajutorul soluțiilor numerice ale lui Sassenfeld-Walther, existente în [1, 4], ținînd cont de raportul b/d, s-a stabilit excentricitatea relativă ε și, în funcție de aceasta, unghiul de poziție β, al spațiului minim față de direcția forței exterioare.

Grosimea minimă a filmului de ulei, pentru intervalele $\Delta\alpha'$ s-a calculat cu:

$$h_0 = \frac{j}{2}(1 - \varepsilon) \qquad (4)$$

Debitul de ulei

Debitul de ulei Q_u, compus din debitul produs prin rotirea fusului Q_R, prin dislocare Q_D și prin suprapresiunea p_u din canalul de ungere, s-a calculat cu metoda Holland [2].

În figura 3 se prezintă caracteristicile de debite I_1, I_2, I_3 în funcție de ε, valabile pentru raportul b/d al lagărului studiat, stabilite prin interpolare din [1, 4].

Se subliniază că lagărul cu cuzinet cu canal circular de ungere se consideră format din două lagăre cu lățimea $b/2$, cînd se calculează h_0, Q_R, Q_D, $M\omega$ și un singur lagăr cu lățimea b cînd se calculează Q_p.

Din cele trei caracteristici de debit, s-au calculat Q_R, Q_D și Q_p și, prin adunare și integrare grafică pe

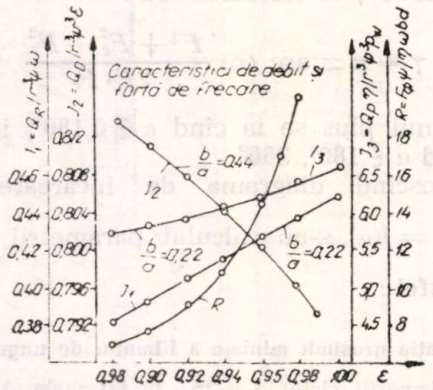


Fig. 3

durata unui ciclu $\alpha = 0 \div 2\pi$, s-a stabilit debitul Q_u. Debitul de dislocare Q_D s-a neglijat fiind mic față de Q_R și Q_p.

Fluxul de căldură de frecare și creșterea temperaturii uleiului

Forța de frecare la periferia fusului F_f, s-a calculat cu ajutorul caracteristicii de frecare R din figura 3, extrasă din [2], și s-a stabilit fluxul de căldură de frecare pentru toate intervalele $\Delta\alpha$ cu formula:

$$M\omega = F_f \cdot r \cdot \omega \qquad (5)$$

Prin integrare grafică s-a determinat fluxul de căldură mediu $\overline{M\omega}$, din care s-a calculat creșterea temperaturii uleiului cu relația:

$$\Delta t = \frac{\overline{M\omega}}{Q_u \cdot \rho \cdot c} \qquad (6)$$

în care ρ și c sînt densitatea și căldura specifică a uleiului. S-a neglijat fluxul de căldură cedat prin radiație și convecție, deoarece lagărul studiat a fost izolat termic față de mediul exterior.

Cercetări experimentale. La cercetările experimentale, efectuate pe standul de laborator, s-a măsurat temperatura și presiunea uleiului la intrare, debitul de ulei și variația grosimii filmului de ungere în zona activă a cuzinetului.

Grosimea filmului de ulei s-a măsurat cu un traductor capacitiv fixat pe suprafața cuzinetului inferior. Variația capacității traductorului, din care s-a calculat grosimea filmului de ungere, s-a înregistrat cu o instalație electronică.

Unghiul γ al forței exterioare avînd o variație mică ($\pm 2°$ față de verticală), traductorul capacitiv a măsurat în permanență grosimea minimă h_0 a spațiului de ungere.

Temperatura cuzinetului și a uleiului la intrare, s-a măsurat cu termocuple miniaturizate Fe-Ct, capabile să urmărească variațiile rapide de temperatură.

Termocuplele s-au fixat în cuzinetul inferior, la circa 0,2 mm sub stratul de alunecare. Înregistrarea temperaturilor s-a făcut cu un compensograf tip FEA, cu 6 puncte de măsurare.

Rezultate obținute

În figura 4, se prezintă variația în funcție de α (unghiul de rotire), a presiunii specifice p, a grosimii minime a filmului de ulei h_0 și a fluxului de căldură de frecare $M\omega$, pentru $t_c = 85°C$ și $t_c = 130°C$. Curbele calculate sînt redate prin linii continuie, cele măsurate prin linii întrerupte.

Se vede că pentru $\alpha = 180°$, cînd se produce presiunea specifică maximă, h_0 calculat trece printr-un minim. Între minimul curbelor h_0 calculate și măsurate, există un mic decalaj.

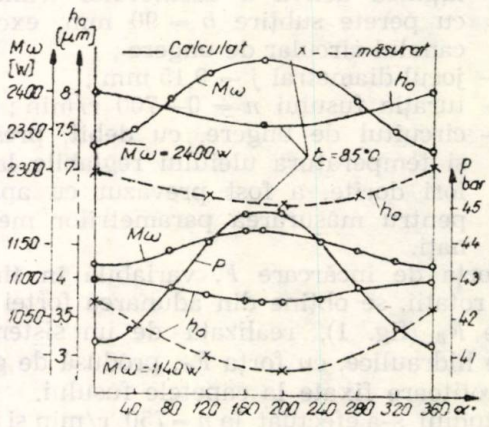


Fig. 4

La creșterea temperaturii cuzinetului de la 85°C la 130°C, grosimea minimă a filmului de ungere și fluxul de căldură de frecare, se reduc de circa două ori. Cu toate acestea, persistă ungerea hidrodinamică, deoarece stratul minim de ulei este mai mare ca 0,4 μm [3].

Între curbele calculate și măsurate există concordanță calitativă și cantitativă. Eroarea instalației de măsurare a grosimii filmului de ulei a fost de 3,5%.

În figura 5 se prezintă debitul de ulei Q_u și creșterea temperaturii uleiului Δt în funcție de presiunea uleiului, pentru $t_c = 85°C$ și $t_c = 130°C$.

Debitul de ulei crește linear cu presiunea, mult mai pronunțat la $t_c = 130°C$.

Reducerea presiunii atrage după sine creșterea temperaturii uleiului la ieșire (și a cuzinetului), deoarece Δt crește, debitul de ulei fiind mai mic. De exemplu, la funcționarea normală ($t_c \simeq 85°C$), prin micșorarea presiunii de la 3 bar la 0,85 bar, Δt crește de la circa 20°C la circa 38°C. Dacă răcitorul nu poate să răcească uleiul cu 38°C, temperatura cuzinetului crește treptat pînă la restabilirea unui nou echilibru, sau pînă la deteriorarea lagărului.

Cercetarea experimentală a confirmat rezultatele teoretice. Prin reducerea presiunii uleiului la $p_u = 0{,}5$ bar, temperatura cuzinetului a crescut treptat pînă la $t_c = 140°C$, iar diferența de temperatură Δt a fost cca. 30°. Lagărul a funcționat fără defecțiuni la $t_c = 130°$, ceea ce dovedește că ungerea hidrodinamică persistă, dacă se asigură uleiul necesar, bine filtrat.

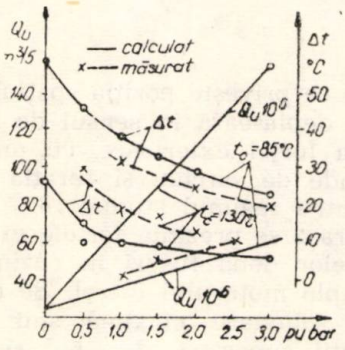


Fig. 5

Cercetarea de laborator a mai arătat că la trecerea prin spațiul minim de ungere a unei impurități mari și dure, temperatura cuzinetului a crescut rapid ($2 \div 3$ secunde) cu $30° \div 60°C$. Asemenea creșteri rapide de temperatură pun în evidență începuturi de gripaj.

Din rezultatele prezentate se desprind următoarele **concluzii :**

— lagărul cercetat funcționează la 130°C, cu ulei M 30 S 2 bine filtrat, în regim hidrodinamic, dar siguranța de funcționare este mai mică decît la temperatura normală de lucru ;

— limitarea vitezei de creștere a temperaturii cuzinetului, în scopul prevenirii gripajului, este mai eficace decît limitarea temperaturii maxime de lucru a cuzinetului ;

— funcționarea lagărului la temperaturi mari este mai economică, deoarece pierderile prin frecare sînt mai mici ;

— rezultatele se pot transpune, cu unele rezerve, și la lagărele de sprijin ale arborelui cotit de la motoarele diesel LDA 28.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vogelpohl, G.:* Betriebssichere Gleitlager. Springer Verlag, Berlin, 1967.
[2] *Holland, J.:* Schmierverhältnisse in Verbrennungskraftmaschinen. VDI — Forschungsheft 475.
[3] *Pavelescu, D., Mușat, M., Tudor, A.:* Tribologie. Ed. didactică și pedagogică, București, 1977.
[4] * * *: Glyco-Metall Werke — Konstructonsblat Schmierfilmtheorie, 1971.

CZ : 621.82:621.436

Cercetări asupra lagărelor roților de sincronizare de la motoarele diesel 12 LDA 28

Dr. ing. Alexandru **DOBRESCU** — Recepția C.F.R. din I.C.M. Reșița
Ing. Ion **CHIȚANU** — Regionala C.F. Brașov
Ing. Aurel **RADU** — I.C.M. Reșița
Ing. Nicolae **CĂLINA** — Regionala C.F. Timișoara

Introducere

La motoarele diesel tip 12 LDA 28, cuplul motor se transmite la generatorul electric c.c. printr-o transmisie cu roți dințate, numite roți de sincronizare. Roțile inferioare, fixate la capetele arborilor cotiți și roata superioară, cuplată cu generatorul electric, se sprijină pe cîte două lagăre de alunecare. Cele patru lagăre inferioare și două lagăre superioare sînt cuprinse în ansamblul „jugul angrenajului" realizat din oțel, prin turnare.

Cu ocazia rodajului motoarelor diesel pe standul de probă și în exploatare, s-au manifestat temporar defectări la cuzineții de la roțile inferioare. În asemenea situații se produc uzuri mari la fus și cuzinet, însoțite de deformații pronunțate la jugul angrenajului. De aceea, remanierea unui motor cu cuzineți gripați la roțile inferioare necesită un volum mare de lucru și cheltuieli importante.

Lucrarea de față și-a propus să studieze aceste lagăre cu scopul de a găsi cauzele defecțiunilor și de a le elimina.

Studiul teoretic

Pentru a se putea face aprecieri asupra comportării lagărelor studiate este necesar să se cunoască regimul de încărcare. Se presupune că forțele variabile $F_1 \div F_6$, produse de cele 6 mecanisme motoare, sînt preluate de lagărele (solicitate dinamic) nr. $1 \div$ nr. 7, ale celor doi arbori cotiți paraleli, iar forțele F (constante) se repartizează egal la cele 4 lagăre ale roților dințate (fig. 1).

Forța de încărcare $F_{8,9}$ a unui lagăr, presiunea specifică p și unghiul γI și γII de direcție al forței exterioare, conform notațiilor din figura 1, se calculează cu relațiile :

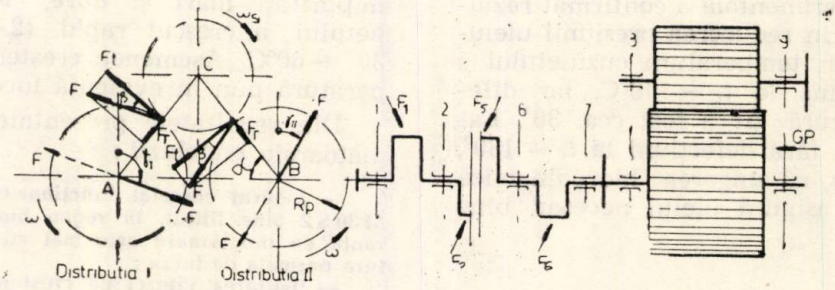


Fig. 1

$$F_t = \frac{10^6 P_e}{2R_p\omega} \quad [N] \qquad (1)$$

cu P_e exprimat în [kw], R_p în [mm] și cu ω în radiani.

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta \quad [N] \qquad (2)$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \quad [N] \qquad (3)$$

$$F_{8,9} = F_8 = F_9 = \frac{1}{2} \cdot F \quad [N] \qquad (4)$$

$$\alpha = \arccos \frac{AB^2}{2AB \times AC} \qquad (5)$$

$$\gamma_I = 180 - (\alpha + \beta) \qquad (6)$$

$$\gamma_{II} = \alpha - \beta \qquad (7)$$

$$p = \frac{F}{2 \cdot b \cdot d} 10^{-5} \quad [bar] \qquad (8)$$

în care b, în [mm], este lățimea activă a cuzinetului, d, în [mm], este diametrul fusului și F se exprimă în [N].

Grosimea minimă a spațiului de ungere $h_{0\,min}$, fluxul de căldură de frecare $M\omega$, debitul de ulei Q_u și creșterea Δt a temperaturii uleiului, s-au calculat cu relațiile existente în [1, 2, 3].

Studiul s-a efectuat la sarcina nominală a motorului diesel și regimul normal de temperatură a uleiului la intrare $t_1 = 70°C$.

Valorile parametrilor care au intrat în calcule sînt :

$P_e = 1540$ Kw ; $n = 750$ rot/min ; $R_p = 220{,}5$ mm ;
$AB = 520$ mm. $AC = BC = 418{,}6$ mm ;
$b = 130$ mm ; $d = 205$ mm ;
$j = 0{,}15$ mm (jocul total în lagăr) ; $\beta = 20°$ (roțile fiind cu dinți drepți).

Relațiile (6) și (7) arată că unghiul dintre verticală și forța cu care fusul acționează asupra cuzinetului rămîne constant la modificarea sarcinii și turației motorului, dar cel de pe distribuția I este diferit de cel de pe distribuția II.

În ceea ce privește poziția spațiului minim, aceasta se deplasează în sensul de rotire față de direcția forței exterioare, cu un unghi δ care depinde de sarcina și turația motorului diesel. Pentru regimul studiat $\delta = 42°$.

În figura 2 se prezintă forțele exterioare și pozițiile celor două fusuri în cuzinet, văzute dinspre cupla motorului diesel. Se observă că zonele de solicitare maximă sînt plasate în semicuzineții superiori, $\delta_I = 66°$ și $\delta_{II} = 11°$.

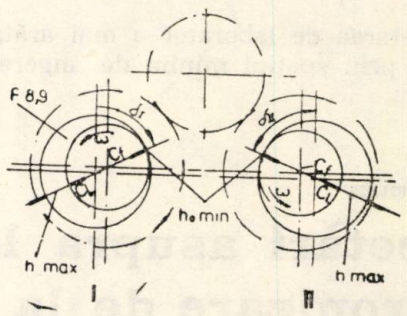


Fig. 2

Pentru a se putea face aprecieri asupra nivelului solicitărilor din lagărele nr. 8 și nr. 9 se prezintă parametrii calculați în tabelul 1, în care s-au trecut aceiași parametri extrași din [3], pentru lagărul palier al arborelui cotit, la sarcina nominală a motorului diesel.

Din acest tabel se vede că gradul de solicitare al lagărelor roților inferioare este mult mai mic decît al lagărelor de sprijin ale arborelui cotit. Rezultă că gripările de cuzineți ce s-au produs la lagărele roților inferioare nu s-au datorat unor deficiențe de proiectare.

Cercetări experimentale

La cercetările experimentale s-a căutat să se determine momentul inițierii gripajului, pentru a se putea găsi cauzele. În acest scop s-au montat termocuple fier — constantan, cu sensibilitate mare în semicuzineții celor 4 lagăre ale roților inferioare. Semnalul oferit de termocuple s-a introdus într-un aparat înregistrator tip FEA prevăzut cu un microcontact pentru limitarea temperaturii maxime a cuzineților și oprirea automată a motorului diesel.

Tabelul 1

—	p [bar]	h_{0min} [μm]	$M\omega$ [W]	$10^{-2}Q_u$ [l/s]	t_1 [°C]	Δt [°C]	t_2 [°C]	Observații
Lagăr roți inferioare	8,88	22	1312	4,1	70	16	86	P_e = 1540 Kw
Lagăr palier arbore cotit	45,8	5,2	2100	5	70	22	92	n = 750 rot/min. j = 0,15 mm

Primele cercetări au arătat că temperaturile cuzineților și uleiului la intrare au variat continuu în timpul rodajului, la motoarele la care lagărele s-au comportat normal. La lagărele la care s-au manifestat începuturi de gripaj, s-au produs creșteri rapide de temperatură peste 130°C, însoțite de deformații la cuzineți, la jugul angrenajului și la pereții carterului.

Deoarece timpul de trecere peste cele 6 puncte de măsurare ale aparatului FEA este relativ mare, exista riscul gripării unui lagăr în perioada cît se înregistra temperatura celorlalte puncte. De aceea, la cercetările ulterioare efectuate pe circa 10 motoare din producția curentă, a ICMR, s-a folosit cîte un milivolmetru pentru fiecare lagăr. Milivolmetrele de typ MR 192 — AEM, cu domeniul 20°C — 300°C, au fost prevăzute cu contacte pentru oprirea automată a motorului, dacă s-a depășit temperatura maximă reglată a cuzineților.

Prin reglarea temperaturii maxime în domeniul 100°C — 130°C s-a reușit să se comande oprirea motorului diesel în momentul inițierii gripajului și să se determine cauzele.

La motoarele care au funcționat bine, diferențele dintre temperatura cuzinetului și cea a uleiului la intrare au fost cuprinse între 2°C ÷ 11°C, în funcție de regimul de încărcare al motorului.

În figura 3, se prezintă o diagramă care redă temperatura cuzinetului nr. 9/II, măsurată în 4 puncte, decalate între ele cu 90°, temperatura cuzinetului 9/I și temperatura uleiului la intrare, la sarcina nominală a motorului. Se constată paralelism între curbele de temperatură, ceea ce scoate în evidență o comportare bună a lagărelor.

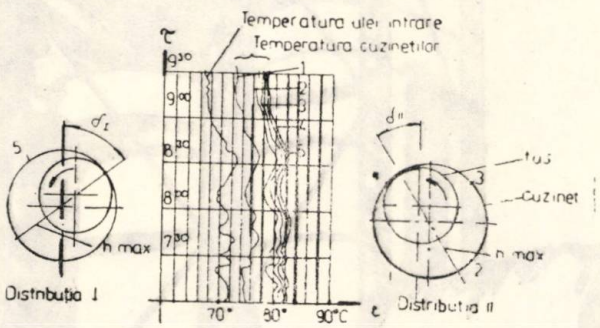


Fig. 3

Diferența între temperatura cuzinetului și a uleiului la intrare este de 7°C ÷ 11°C, față de 16°C stabilită teoretic.

Experiențele au scos în evidență că fenomenele de gripaj, semnalate prin creșterea rapidă a temperaturii, s-au produs și la începutul rodajului (la mersul în gol), dar cele mai multe s-au manifestat aproape de sarcina nominală.

Prin oprirea motoarelor la timp s-a reușit să se evite defectarea lor pe stand și s-au stabilit principalele cauze ale fenomenului de gripaj, la cuzineții cercetați. Dintre aceste **cauze** se menționează :

— abateri de execuție la linia arborelui cotit și la forma geometrică a lagărului ;

— impurități mecanice în circuitul de ungere sub presiune la lagărele cercetate ;

— greșeli de montaj privind cuplarea roților pe arborii cotiți, forța de prostrîngere a cuzineților și jocurile mecanice.

Prin îndepărtarea cauzelor, s-a reușit să se elimine integral defectarea cuzineților de la roțile inferioare.

Concluzii

— lagărele roților inferioare de la motoarele diesel 12 LDA 28 sînt dimensionate bine, ceea ce permite o funcționare ireproșabilă, dacă sînt executate corect ;

— fenomenul temporar de gripare a acestor cuzineți s-a datorat greșelilor de execuție.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vogelpohl, G.:* Betriebsihere Gleitlager, Springer Verlag, Berlin, 1967.

[2] *Holland, J.:* Schmierverheltnisse in ferbrenungskraftmaschinen, VDI — Forschungsheft, 475.

[3] *Dobrescu, A.:* Cercetări asupra lagărelor motoarelor diesel de tracțiune feroviară în vederea măririi duratei și siguranței lor în funcționare. Teză de doctorat, Timișoara, 1979.

Întreprinderea de comerț exterior

centrozap

40-036 Katowice, Ligonia 7, POLONIA
C.P. 825 Telex 0312-416 Telefon 513-401

Oferta constă dintr-un sortiment larg de instalații de:

1. Ventilație

cu utilizarea a diferite ventilatoare destinate pentru:
- uscarea cu flux de aer cald sau de gaze de ardere;
- insuflarea în focare și cuptoare industriale;
- aspirarea gazelor de ardere în cuptoarele industriale și cazanele de abur;
- aerisirea galeriilor de mină, a secțiilor și halelor din fabrici, a navelor, sălilor de spectacole, atelierelor, antrepozitelor etc.

2. Climatizare

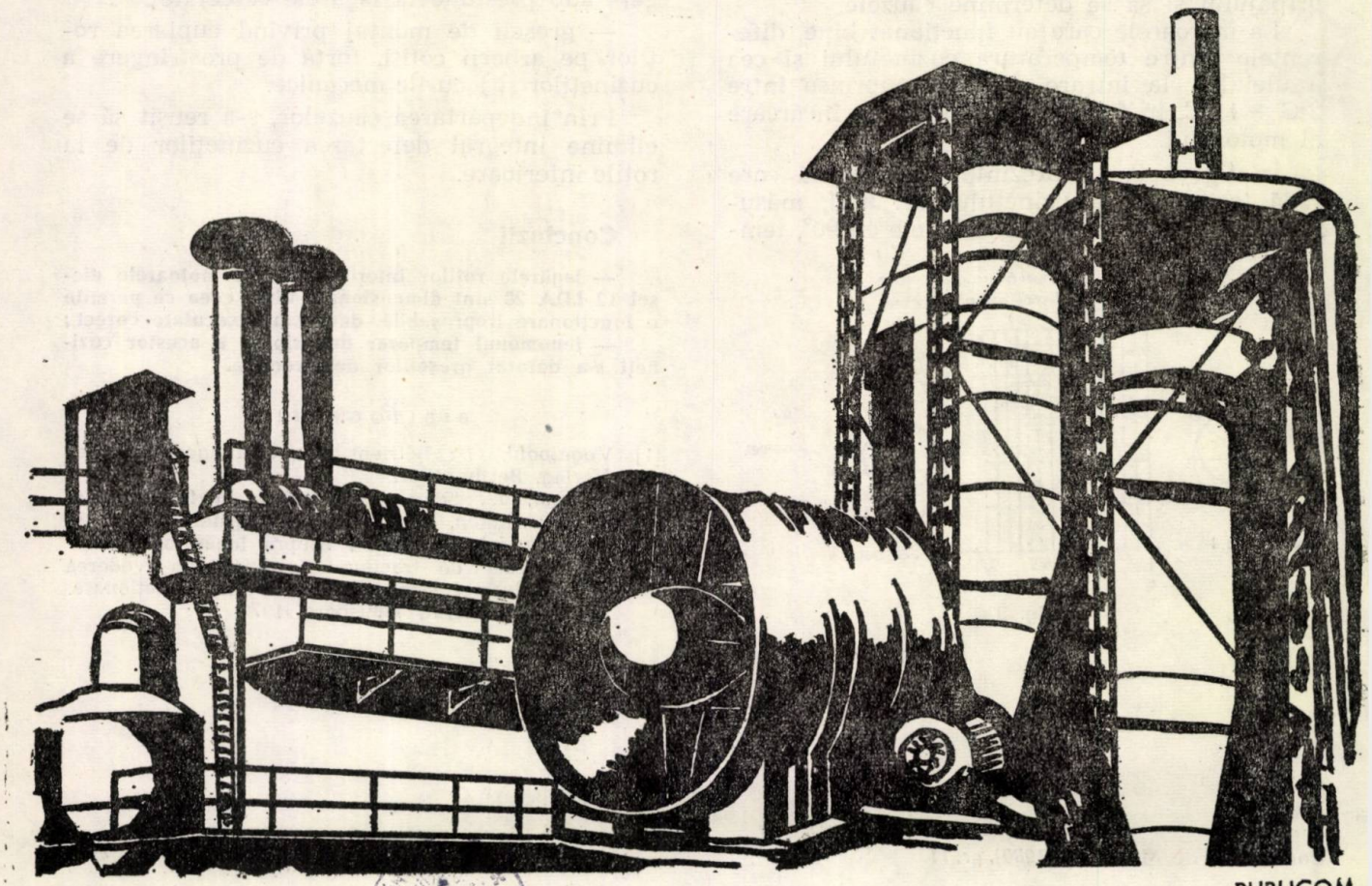
bazată în majoritate, pe brevete franceze, între care:
- centrale de climatizare cu randamente de 40 000 pînă la 160 000 m³/h:
- aparate de suprastructurare nefixate la sol, cu un randament de 3000 pînă la 40 000 m³/h, destinate în primul rînd industriei textile;
- aparate pentru condiționarea aerului, tip „sub fereastră";
- aparate pentru condiționarea aerului în cabinele podurilor rulante;
- sisteme automate pentru industria ușoară.

3. Desprăfuire

cu instalații de:
- saci filtranți;
- electrofiltre sau filtre cu insuflare intermitentă;
- separatoare de pulberi care lucrează uscat sau umed;
- cicloane, multicicloane și altele;
- instalații pentru absorbția de gaze anorganice și epurarea catalitică a gazelor.

Echipamentele menționate sînt oferite împreună cu proiectarea, livrarea și asistența la montaj a instalațiilor complete de desprăfuire sau de epurare fie a gazelor, fie a aerului, necesare în industria siderurgică, în turnătorii, industria chimică, industria prelucrătoare și în centralele energetice.

Efectuăm și analize privind poluarea atmosferei și a zonelor de protecție sanitară din întreprinderile industriale.



PUBLICOM

GRÜNDUNGSJAHR 1904

Staatsunternehmen

Vulcan Werke

București ROMANIA

● **KRAFTWERKSAUSRÜSTUNGEN**

— Kraftwerks — und Industriedampfkessel mit Leistungen von 10 bis 1035 t/h.

— Warm — und Heisswasserkessel für städtische Fernheizungssysteme mit Leistungen von 10 bis 100 Gcal/h.

— Kessel mit speziellem Anwendungsgebiet: Abhitzekessel für Hüttenöfen, für die chemische Industrie, usw.

— Kraftwerksanlagenteile: Heisswasserbereiter, Filter, CO_2 — Entgaser, Behälter — in einer reichen Auswahl an Typen und Abmessungen.

● **ERDÖLFÖRDERUNGSAUSRÜSTUNGEN**

— Pumpeneinheiten mit Förderleistungen von 3 bis 15 t, nach rumänischen Normen.

— API — Pumpeneinheiten mit Förderleistungen von 5 bis 15 t, Ausführungstypen mit gewöhnlicher (klassischer) Geometrie oder mit vorderseitiger Geometrie.

Exportbeziehungen mit 28 Ländern in 5 Erdteilen.

KONSTRUKTIONSVARIANTEN FÜR VERSCHIEDENE FEUERUNGSSYSTEME:

SCHWEROL, ERDGAS, BRAUNKOHLE, BITUMENHALTIGE SCHIEFER, SÄGEMEHL, SONNENBLUMENSCHOTEN UND ANDERE INDUSTRIEABFÄLLE.

str. Sebastian nr. 88 Telex 11-127 Phone 31 00 81

1981 JUN 2 5

E 3279

R
Gép I
Kiadó

REFERÁLVA

MOTOARE TERMICE

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

12

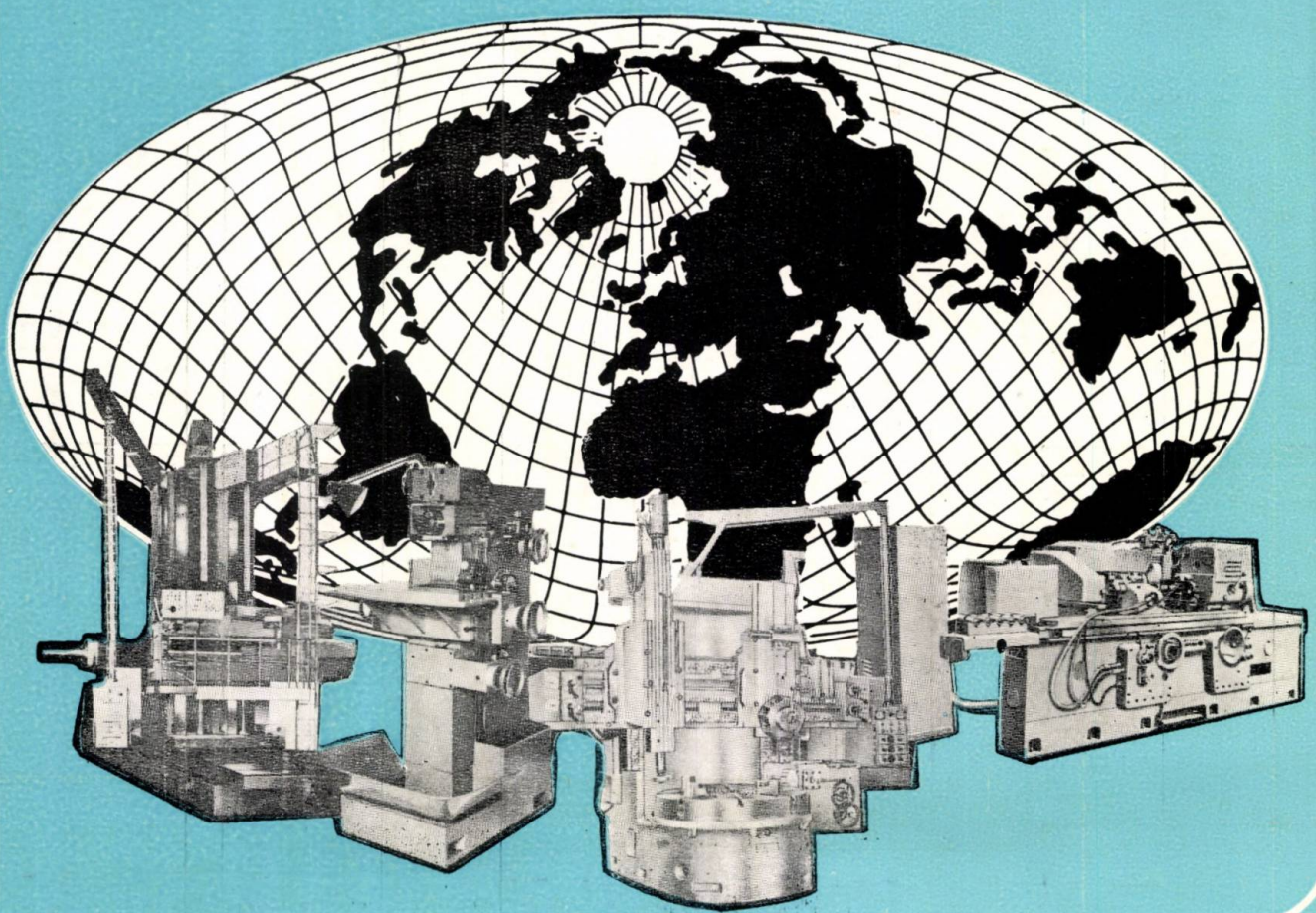
CONSTRUCȚIA DE MAȘINI ■ BUCUREȘTI ■ ANUL XXXII ■ DECEMBRIE ■ 1980

MASINEXPORTIMPORT

ISCE „Maşinexportimport"
Bucureşti — ROMANIA
B-dul Republicii nr. 32 ; Sector 3
Telefon : 13.70.80* ; 13.75.96
Telex : 11206 ; 11216
Telegrame — MEXIM — Bucureşti

EXPORTA:

Strunguri universale normale, semigrele şi grele cu diametru de prelucrare de la 320 mm la 2 500 mm cu distanţa între vîrfuri (centre) de la 750 mm la 15 000 mm; strunguri automate monoax 16 — 25 — 42 — 60 mm; strunguri revolver 32 — 50 — 60 — 63 — 80 mm; strunguri carusel cu diametre de prelucrare cuprinse între 1 250 — 16 000 mm; maşini de alezat şi frezat cu diametrul broşei între 85 — 260 mm; freze longitudinale cu portal cu lăţimea mesei între 660 — 3 600 mm; freze universale şi verticale; freze de danturat; freze universale pentru sculărie; maşini de broşat; maşini de rectificat interior şi exterior; maşini de rectificat fără centre; maşini de ascuţit scule; maşini de găurit; maşini de filetat interior; maşini de rabotat cu cursa de 425 la 800 mm; ferăstraie circulare şi alternative de debitat metale; maşini pentru prelucrarea şi finisarea bilelor de rulmenţi; prese pentru îndoit tablă; prese automate înclinabile; maşini pentru roluit tablă; foarfeci de tăiat fier beton; foarfeci pentru tăiat profile; foarfeci ghilotină; ciocane pentru forje; polizoare duble; accesorii pentnu maşini — unelte.



BIBLIOTECA CENTRALĂ

CONSTRUCȚIA DE MAȘINI

ORGAN AL MINISTERULUI INDUSTRIEI CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
EDITOR: OFICIUL DE INFORMARE DOCUMENTARĂ PENTRU INDUSTRIA CONSTRUCȚIILOR DE MAȘINI
ANUL XXXII, 12 decembrie, 1980

CUPRINS

PREOCUPĂRI ACTUALE PENTRU REDUCEREA CONSUMULUI DE COMBUSTIBILI ȘI A POLUĂRII ÎN CONSTRUCȚIA DE MOTOARE TERMICE

TEODORESCU, L., DINU, N., SOARE, V.: **Preocupări privind protecția atmosferei împotriva poluării produse de motoarele termice (prezentarea Sesiunii C.A.E.R., Sinaia, 18—24 mai 1980).**

GRÜNWALD, B., APOSTOLESCU, N., SFINȚEANU, D., ȘOIMAN, M., DAMIAN, CORINA: **Considerații privind proiectarea unei camere de ardere unitare pentru un motor diesel rapid.** 605

APOSTOLESCU, N., GRÜNWALD, B., GRAMA, G., CONSTANTINESCU, G., LATEȘ, O., IACOMI, M.: **Posibilități de studiu pe model al proceselor formării amestecului dintr-un motor diesel rapid cu injecție directă.** 612

MANOLE, A., SILVESTRU, C., TARAZA, D., BELEI, A., MINCULESCU, Ș., NEDELCU, D.: **Unele probleme privind funcționarea pompelor de injecție cu distribuitor rotativ, la motoare cu turație foarte înaltă.** 620

TURCOIU, T., BONCOI, J.: **Cercetări experimentale privind influența toleranțelor de fabricație și a geometriei elementului de refulare asupra neuniformității debitului la pompele de injecție de mărime „A".** 626

GRÜNWALD, B., ȘOIMAN, M.: **Calculul schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă pe baza diagramelor de presiune.** 632

SAVIUC, S.: **Corelația dintre durata de deschidere simultană a supapelor și concentrația produșilor poluanți din gazele de evacuare.** 642

NEDELCU, ȘT., RĂDULESCU, ERMINA: **Aplicarea criteriului grosimii minime a peliculei de lubrifiant pentru optimizarea lagărelor de motoare.** 646

DINU-VERDEȚI, DOINA, DINU, N., GREFF, C.: **Reducerea poluării la motoarele diesel prin ameliorarea procesului de ardere a combustibililor pe cale chimică.** 650

STOICA, N., DINU, N., TEODORESCU, L., BOȘNEGEANU, Ș., MANEA, S., DEMEȘCO V.: **O cale de economisire a combusibilului la autovehiculele de circulație rutieră.** 656

STOICA, N., DINU, N., TEODORESCU, L., BOȘNEGEANU, Ș., MANEA, S., DEMEȘCO V.: **Un procedeu de creștere a economicității motorului în mediu urban și de reducere a poluării.** 659

Revista apare sub îndrumarea
Consiliului științific al Institutului central de cercetări pentru construcțiile de mașini

Redactor șef: ing. Teodosia Oprescu
Redactor: Șerban Teodorescu
Coordonator științific: ing. Mihai Șoiman

SUMARE

CZ : 621.436:621.431

Grünwald, B., Apostolescu, N., Sfinţeanu, D., Şoiman, M., Damian, Corina : **Consideraţii privind proiectarea unei camere de ardere unitare pentru un motor diesel rapid.**

Pe baza unor modele fizico-matematice originale se analizează principalii factori constructivi luaţi în consideraţie la proiectarea unei camere unitare de ardere. Unele dintre rezultatele simulării prin calcul a proceselor de formare a amestecului au fost puse în practică la încărcarea pe stand a unor motoare diesel rapide.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 14 fig., 3 ref.

CZ : 621.436

Apostolescu, N., Grünwald, B., Grama, G., Constantinescu, G., Lateş, O, Iacomi, M. : **Posibilităţi de studiu pe model al proceselor formării amestecului dintr-un motor diesel rapid cu injecţie directă.**

În lucrare se analizează principalele condiţii de similitudine implicate în modelarea proceselor formării amestecului asistate de un curent de aer transversal faţă de jetul de combustibil, situaţie caracteristică pentru motorul diesel rapid modern. Se prezintă de asemenea o instalaţie de modelare concepută pentru injecţia de combustibil lichid într-un curent staţionar de aer la temperatura şi presiunea ambiantă şi metodica de lucru folosită.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 13 fig., 1 tab., 7 ref.

CZ : 621.436:621.65

Manole, A., Silvestru, C., Taraza, D., Belei, A., Minculescu, S., Nedelcu, A. : **Unele probleme privind funcţionarea pompelor de injecţie cu distribuitor rotativ la motoare de turaţie foarte înaltă.**

Lucrarea abordează problema acordării caracteristicilor funcţionale ale unei pompe de injecţie cu distribuitor rotativ şi pistoane opuse la cerinţele impuse de funcţionarea unui motor diesel de tracţiune de turaţie foarte înaltă. Cercetările teoretice şi experimentale au evidenţiat posibilitatea ca prin efectuarea unor modificări constructive, relativ simple, să se obţină o alură convenabilă a caracteristicii de debit a pompei de injecţie.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 14 fig., 7 tab., 3 ref.

CZ : 662.6/8:621.65

Turcoiu, T., Boncoi, J. : **Cercetări experimentale privind influenţa toleranţelor de fabricaţie şi geometriei elementului de refulare, asupra neuniformităţii debitului la pompele de injecţie de mărime „A".**

Lucrarea precizează ordinul de mărime cu care jocul dintre bucşa şi pistonaşul elementelor de refulare intervine în producerea neuniformităţii debitului de combustibil refulat. Sînt analizate jocuri între limitele prescrise, cît şi în afara acestora. Totodată, se prezintă influenţa prelucrării teşite a muchiei frontale a capului pistonaşului sertar asupra neuniformităţii debitului.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 12 fig., 2 tab., 4 ref.

CZ : 621.431

Grünwald, B., Şoiman, M. : **Calculul schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă pe baza diagramelor de presiune.**

Lucrarea evidenţiază o modalitate de prelucrare matematică a diagramelor de presiune, caracteristice schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă cu piston. Se arată rezultatele obţinute la determinarea gradului de postumplere momentan şi rezultant, pentru două motoare distincte de funcţionare. Se conchide asupra întîrzierii la închiderea supapei de admisiune.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 12 fig., 1 ref.

CZ : 621.431

Saviuc, S. : **Corelaţia dintre durata de deschidere simultană a supapelor şi concentraţia produşilor poluanţi din gazele de evacuare.**

În prima parte a lucrării se prezintă succint stadiul actual al cercetărilor privind influenţa fazelor de distribuţie asupra concentraţiei emisiunilor nocive din gazele de evacuare. În partea a II-a a lucrării se prezintă un studiu experimental privind corelaţia dintre durata deschiderii simultane a supapelor şi concentraţia produşilor poluanţi din gazele de evacuare ale unui motor cu aprindere prin scînteie, funcţionînd în regimuri de sarcină şi turaţie reduse.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 4 fig., 7 ref.

CZ : 621.892:621.822

Nedelcu, Şt., Rădulescu, Ermina : **Aplicarea criteriului grosimii minime a peliculei de lubrifiant pentru optimizarea lagărelor de motoare.**

Lucrarea prezintă o comparaţie între variaţia teoretică şi cea stabilită experimental, pentru grosimea minimă a peliculei de lubrifiant a lagărelor funcţionînd în regim dinamic. Au fost investigate două tipuri de lagăre : un lagăr experimental pe o maşină de simulare a regimului dinamic de funcţionare, existentă la Institutul de Subingineri Reşiţa şi un lagăr maneton de la motorul LDA 28, în timpul funcţionării acestuia pe o locomotivă Diesel. Rezultatele teoretice au fost obţinute cu ajutorul unui program de calcul original, bazat pe metoda Booker.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 5 fig., 4 ref.

CZ : 621.436:662.61

Dinu-Verdeţi, Doina, Dinu, N., Greff, C. : **Reducerea poluării la motoarele diesel prin ameliorarea procesului de ardere a combustibililor, pe cale chimică.**

În articol sînt prezentaţi, într-o formă generală, aditivii antifum utilizaţi pentru combustibilii motoarelor diesel. Se arată modul lor de acţiune şi importanţa pe care o prezintă pentru reducerea poluării atmosferice datorată emisiilor motoarelor diesel. De asemenea, articolul prezintă şi preocupările originale, din cadrul I.N.M.T., privind obţinerea de aditivi antifum din materii prime indigene.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 2 fig., 20 ref.

CONTENTS

DC : 621.436:621.431

Grünwald, B., Apostolescu, N., Sfinţeanu, D., Şoiman, M., Damian, Corina : **Some considerations regarding piston combustion chamber design of a fast Diesel engine.**

By means of an original physico-mathematical models there are analysed the main operational factors used in the design of a piston combustion chamber. Some of the simulation resulted by calculation of the mixture formation processes were actually beuch tested on some fast diesel engines.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 14 fig., 3 ref.

DC : 621.436

Apostolescu, N., Grünwald, B., Grama, G., Constantinescu, G., Lateş, O., Iacomi, M. : **Posibilities to simulate the air fuel mixing processes in a direct injection high-speed diesel engine.**

The main conditions of similarity to be considered in modelling the air fuel mixing processes are analysed, considering an air stream transverse to the fuel jet — a typical situation for the modern direct injection, high speed engine. The model rig which has been created for the injection of liquid fuel in a steady air stream, at atmospheare pressure and temperature, as well as the photographic technique are also presented.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 13 fig., 1 tab., 7 ref.

DC : 621.436:621.65

Manole, A., Silvestru, C., Taraza, D., Belei, A., Minculescu, S., Nedelcu, D. : **Some problems concerning the work of fuel injection pumps with rotating distribuitor on very high speed diesel engines.**

The paper tackles the problem of matching the characteristics of a fuel injection pumps with rotating distribuitor and oppodes pistons to the requirements of a very high-speed automotive diesel engine. The theoretic and experimental researches have pointed out the possibilities that, through rather simple constructive changes, the pumps rate of flow characteristic may be conveniently shaped.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 14 fig., 7 tab., 3 ref.

DC : 662.6/8:621.65

Turcoiu, T., Boncoi, J. : **Experimental investigations concerning the influence of manufacturing tolerances and geometry of pumping element on the injection non-uniformity at injection pumps type „A".**

The paper specifies the size order by which the clearance letween the sleeve and the piston of the suppressing element appears in producing the neuniformity of the suppressed fuel flow. The clearances within the prescribed limits as well as ousride these are examined. The influence of the bluuting process of the frout edge of the pistondrower concerning the neuniformity of the flow is also presented in the work.

Construcţia de maşini. 32 (1980), nr. 12, 12 fig., 2 tab., 4 ref.

DC : 621.431

Grünwald, B., Şoiman, M. : **Calculation of the exchange in piston internal combustion engines based on the low pressure diagrams.**

This paper presents a procedure of mathematical processing of pressure diagrams characterizing gaz exchange in piston internal combustion engines. There are also given the results acquired by determining the momentary and resultant afterfilling degree for two distinct engines with two operation regimes. Conclusions are drawn upon the closing delay of the intake valve.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 12 fig., 1 ref.

DC : 621.431

Savic, S. : **Relationship the delay of the valve simultaneous opening and the concentration of the polluting matters in the spent gases.**

The fir part of the paper presents the actual stage of the research works regarding the influence of the distribution stages on the concentration of noxious emissions within the spent gases. The second part of the paper presents an experimental study related to the relationship between the duration of the valve simultaneous opening an the concentration of the polluting matters in the spent gases of a spark ignition engine, operating under load and at low speeds.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 4 fig., 7 ref.

DC : 621.892:621.822

Nedelcu, Şt., Rădulescu, Ermina : **Using the Minimum Lubricating — film Thickness Criterion for the Engine Bearings optimisation.**

The work presents a comparison between the theoretical and experimental variation of the oil-film thickness of dynamically-loaded bearings. Two types of bearings are investigated : an experimental one, on the dynamic simulating machine in „Reşiţa" and a crank shaft bearing of the LDA-28 Diesel engine. The theoretical results were obtained by an original computed programme using the Booker's method.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 5 fig., 4 ref.

DC : 621.436:662.61

Dinu-Verdeţi, Doina, Dinu, N., Greff, C. : **Reduction of pollution in diesel engines by the improvement of fuel burning process by chemical means.**

The article presents, in a general form, the anti-smoke additives used for diesel engine fuels. There is presented their typical manner of acting as well as their importance in the reduction of atmosphere pollution, caused by diesel engines emissions. The article sets also up the original preoccupations in I.N.M.T. with a view to obtaining anti-smoke additives from aboriginal raw materials.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 2 fig., 20 ref.

DC : 621.113/114

Stoica, N., Dinu, N., Teodorescu, L., Boşnegeanu, St., Manea, Stela, Demeşco, V. : **A method for fuel economy in motor cars.**

There are presented the results of tests carried on in laboratory and on road, with a vicus to achieving fuel economics in motor cars.

These results have bean obtained on the engine of an ARO touring car by the separate heating up of the fuel and by placing a swirl diffuser for the fuel mixture aspirater in the carburettor.

Important fuel consumption reductions as well as a remarcable lowering of poluting products level can be noticed.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 12, 8 fig., 2 tab., 3 ref.

DC : 621.113/114

Stoica, N., Dinu, N., Teodorescu, L., Boşnegeanu, St., Manea, Stela, Demeşco, V. : **A method for increasing of engine economy in the urban environment and for reduction of polution.**

The method is achieved by the installation of a device for improvement of carburant mixture formation in the carburettor. No manufacturing modification are necessary in the carburettor. There are presented the results of researches carried on with this device in the carburettor, on road, as well as on a rollor test bench. Important fuel economics and polluting products level reductions are noticed.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 12, 4 fig., 6 tab., 3 ref.

SOMMAIRE

CD : 621.436:621.431

Grünwald, B., Apostolescu, N., Stînţeanu, D., Şoiman, M., Damian, Corina : **Des considerations concernant la projection d'une chambre unitaire de combustion pour un moteur diesel rapide.**

En utilisent des modèles phisico-mathématiques originaux on analyse les facteurs principaux constructifs pris en considèration à la projection d'une chambre unitaire de combustion. Certains résultats de la simulation par calcul des processus de formation du mélange ont été mis en practique à l'essai sur banc de quelques moteurs diesel rapides.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 12, 14 fig., 3 ref.

CD : 621.436

Apostolescu, N., Grünwald, B., Grama, G., Constantinescu, G., Lateş, O., Iacomi, M. : **Possibilités d'étude sur modele des processus de mélange air-combustible d'un moteur diesel rapide à injection directe.**

On analyse les conditions principales de similitude impliquées dans le modelage des processus de mélange assistés par un courant d'air transversal au jet de combustible, situation caractéristique pour le moteur diesel rapide moderne. On présente aussi une installation de modelage conçue pour l'injection du combustible liquide dans un courant stationnaire d'air, à la température et pression ambiante, de même que la méthode de travail utilisée.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 13 fig., 1 tab., 7 ref.

CD : 621.436:621.65

Manole, A., Silvestru C., Taraza, D., Belei, A., Minculescu, Ş., Nedelcu, A. : **Quelques problémes concernant le fonctionement des pompes d'injections avec distributeur rotatif sur des moteurs de très grand vitesse.**

Le travail s'occupe du problème de l'accord des caracteristiques fonctionelles d'une pompe d'injection avec distributeur rotatif et pistons opposés aux besoignes imposés par le fonctionement d'un moter diesel de très grand vitesse, pour traction routière. Les recherches théoriques et expérimentales ont mis en évidence la possibilité d'obtenir une alure convenable de la loi de debitment de la pompe par des changements constructifs, relatif simples.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 14 fig., 7 tab., 3 ref.

CD : 662.6/8:621.65

Turcoiu, T., Boncoi, J. : **Recherches expérimentales concernant l'influence des tolérances de fabrication et de la géometrie de l'élément d'injection sur la non-uniformité d'injection aux pompes de grandeur „A".**

L'article précise l'ordre de grandeur avec laquelle le jeu parmi le cylindre et le piston-tiroir de l'élément de refoulement intervient dans la production de la non-uniformité de débit de combustible. On analyse les jeux entre les limites prescrites et les jeux en dehors de celles-ci. En même temps, on présente l'influence de l'usinage aplatie de la crête frontale de la tête du piston-tiroir sur la non-uniformité du debit.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 12 fig., 2 tab., 4 ref.

CD : 621.431

Grünwald, B., Şoiman, M. : **Le calcul de l'échange de gaz dans les moteurs à combustion interne, suivant les diagrammes de basse pression.**

L'article met en valeur une modalité de remaniement mathématique des diagrammes de pression caractéristiques pour l'echange de gaz dans les moteurs à combustion interne avec piston. On montre les résultats obtenus au cours de la détérmination du degré de remplissage final momentanné et résultant, pour deux moteurs distincts et deux régimes distincts de fonctionnement. On conclut sur le retard à l'obturation de la soupape d'admision.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 12 fig., 1 ref.

CD : 621.431

Saviuc, S. : **La corrélation entre la durée d'ouverture simultanée des soupapes et la concentration des produits polluants des gaz d'évacuation.**

Dans la première partie du travail on présente succinctement le stade actuel des recherches concernant l'influence des phases de distribution sur la concentration des émissions nocives des gaz d'évacuation. Dans la deuxième partie du travail, on présente une étude expérimentale concernant la corrélation entre la durée de l'ouverture simultanée des soupapes et la concentration des produits polluants des gaz d'évacuation d'un moteur á allumage étincelle, fonctionnant en régimes de charge et tour réduits.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 4 fig., 7 ref.

CD : 621.892:621.822

Nedelcu, Şt., Rădulescu, Ermina : **L'utilisation de criterium de l'épaisseur de la pellicule d'huile pour l'optimisation des paliers de moteurs thérmiques.**

L'ouvrage présente une comparaison entre les valeurs theoriques et expérimentales de l'épaisseur de la pellicule d'huile dans un palier fonctionnant en régime dynamique. On a consideré deux types de paliers : L'un a été etudié sur un banc d'éssai dynamique existant à L'Institut Polytechnique de „Reşiţa" et l'autre sur un moteur diesel LDA-28. Les valeurs théoriques ont été obtenues en utilisant un programme original de calcul basé sur la méthode de Booker.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 5 fig., 4 ref.

CD : 621.113/114

Stoica, N., Dinu, N., Teodorescu, L., Boşnegeanu, St., Manea, Stela, Demeşco, V. : **Un moyen d'économie de combustible pour les vehicules destinés à la circulation routière.**

L'ouvrage présente les resultats des essais réalisés dans le laboratoire et en ronte, ayant pour but l'économic, de combustible pour les véhicules destinés à la circulation routière. Ces résultats ont été obtenus sur le moteur d'un autotourisme ARO par le chauffage séparé du combustible et par l'emplacement dans le carburateur d'un diffuseur de tourbillonement du mélange carburé aspiré. On constate d'importantes réductions de la consommation de combustible ainsi qu'une baisse rémarcable du niveau des produits polluants.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 12, 8 fig., 2 tab., 3 réf.

INHALTSVERZEICHNIS

DK : 621.436:621.431

Grünwald, B., Apostolescu, N., Stinţeanu, D., Şoiman, M., Damian, Corina : **Einige Betrachtungen über die konstruction einer Direckteinspritz-Verbrennungskammer für einen Schnellanfenden Dieselmotor.**

Auf Grund einigen originellen physich-matematischen Modellen werden die wichtigsten konstruktiven Faktoren analysiert, die bei der Konstruktion einer Direckteinspritz-Verbrenungskammer berücksichtigt werden sollen. Einige Ergebnisse der Rechens mulierung betreffend die Gemischbildung-Vorgänge wurden bei der Untersuchung der schnellanfenden Dieselmotoren praktisch angewendet.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 12, 14 Bild., 3 Lit.

DK : 621.436

Apostolescu, N., Grünwald, B., Grama, G., Constantinescu, G., Lateş, I., Iacomi, M. : **Möglichkeiten des Modellstudiums von Gemischbildungs — Vorgänge — in einem schnellaufenden Direkteinspritz-Dieselmotor.**

Es werden die Hauptähnlickeitsbedingungen analysiert, die erforderlich für die Modellierung der Gemischbildungsvorgänge bei einem senkrechten Brenstoffstrahl auf Luftstrom sind — eine kennzeichnende Lage für moderne schnellaufende Dieselmotoren. Es wird auch eine Modellierungsanlage für Flüssigbrennstoffeinspritz bei Umgebungsdruck und Temperatur in einem stationären Luftstrom vorgestellt, sowie die benutzte Arbeitsmethode.

Construcţia de maşini, 32 (1980), Nr. 12, 13 Bild., 1 Taf., 7 Lit.

DK : 621.436:621.65

Manole, A., Silvestru, C., Taraza, D., Belei, A., Minculescu, Ş., Nedelcu, D. : **Einige Fragen betreffs des Betriebs der Einspritzpumpen mit Rotationsverteiler bei Dieselmotoren mit sehr hohe Drehzahl.**

Die Arbeit befasst sich mit der Frage der Anpassung der Betriebskennkurven einer Rotationsverteiler-Einspritzpumpe mit Gegenkolben an die Forderungen eines PKW-Dieselmotor mit sehr hohe Drehzahl. Die theoretischen und experimentellen Versuche hebten die Möglichkeit hervor, dass durch relativ einfache konstruktive Veränderungen eine zufriedenstellende Form der Kennkurve der Kraftstoffdurchmenge erzielt wirde.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 14 fig., 7 tab., 3 ref.

DK : 662.6/8:621.65

Turcoiu, T., Boncoi, J. : **Expermientelle Untersuchungen betreffs des Einflusses der Verarbeitungstoleranzen und der Geometrie des Verdrängungselement auf die Ungleichmässigkeit der Einspritzmenge bei Einspritzpumpen von Typ „A".**

Die Arbeit stellt die Grössenordnung fest, mit der das Kolben/Büchse-Spiel des Druckelementes in der Erzeugung der Ungleichmässigkeit der verdrengten Brennstoffmenge eingreift. Es werden Spiele analysiert die in-und auserhalb der Toleranzgrenze liegen. Gleichzeitig, wird der Einfluss der schrägkantigen Verarbeitung des Kolbenbodes über die Ungleichmässigkeit der Durchflussmenge vorgestellt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 12 Bild., 2 Taf., 4 Lit.

DK : 621.431

Grünwald, B., Şoiman, M. : **Die Berechnung des Gaswechsels bei Verbrennungsmotoren auf Grund den Drucksdiagrammen.**

In der Arbeit wird eine Möglichkeit vorgestellt für die mathematische Verarbeitung der Druckdiagramen, die für den Gaswechsel in Verbrenungsmotoren kennzeichnend sind. Die Ergebnisse, die bei der Bestimmung des zeitlichen und endgültigen Nachfüllungsgrades erzielt wurden, werden für zwei verschiedene Motoren, bei zwei verschiedene Betriebsarten vergleicht. Es werden Schlussfolgerungen über die Verzogerung bei Abschliessung des Einlassventils gezogen.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 12 Bild., 1 Lit.

DK : 621.431

Saviuc, S. : **Die Beziehungen zwischen der gleichzeitigen Öffnungsdauer der Ventile und der Konzentration der luftverunreinigenden Produkte aus den Auspuffgasen.**

Im ersten Teil der Arbeit wird der gegenwärtige Stand der Forschungen betreffs des Einflusses der Verteilungsphasen auf die Konzentration der schädlichen Ausflüsse aus den Auspuffgasen dargestellt. Im zweiten Teit der Arbeit wird ein Experimentalstudium, in Bezug auf die Korrelation zwischen der gleichzeitigen Öffnung der Ventile und der Konzentration der luftverunreinigenden Produkte aus den Auspuffgasen eines unter reduzierter Belastung und reduzierter Drehzahl laufenden Funkenzündungsmotors kurzgefasst vorgeführt.

Construcţia de maşini, 32 (1980), 4 Bild., 7 Lit.

DK : 621.892:621.322

Nedelcu, Şt., Rădulescu, Ermina : **Die Anwendung der Schmierstoff — Minimaldieke — Kennzahl für die Optimalkonstruktion der MotorenLagern.**

Die Arbeit stellt eine Vergleichung zwischen die theoretische und die experimentell festgestellte Variation der minimalen Dicke der Schmierstoff, für die in dynamischen Betrieb arbeitenden Lagern. Es wurden zwei Lager von Typen untersucht. Ein experimenteller Lager wurde auf einer Simulierungsanlage für den Dynamikbetrieb in Reschitza studiert ; der zweite ist der Pleuellagr des Dieselmotors LDA 28. Die theoretischen Ergebnisse wurden mit Hilfe einers originellen Rechenprogramms, aufgrund der Barker-Method.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 5 Bild., 4 Lit.

DK : 621.436:662.61

Dinu-Verdeţi, Doina, Dinu, N., Greff, C. : **Verminderung der Luftversäuschung an Diesel-Motoren durch Verbesserung des Brennprozessen des Treibstoffs auf chemische Weise.**

Dieses umfassende Werk enthält Informationen über die Additive für Rauchverminderung. Es vermittelt einen Überblick über die Ranchvermmdernde Additive geeignet für die Verwendung in Diesel-Treibstofen. Es wird berichtet über die Wirkungsweise und die Wichtigkeit diesen Additive und über die Möglichkeit die umweltschädigende Stoffe von Diesel-Motoren Abgase zu vermindern. Es wird beschrieben auch die Entwicklung und Erprobung von Rauchvermindernde Additive an I.N.M.T.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 2 Bild., 20 Lit.

СОДЕРЖАНИЕ

ДК : 621.436 : 621.431

Грюнвальд, Б., Апостолеску, Н., Сфинцеану, Д., Шойман, М., Дамиан, Корина : **Относительно проектирования единой камеры сгорания для дизельного быстроходного двигателя.**

На основе оригинальных физико-математических моделей, анализируются основные факторы учтенных при проектировании единой камеры сгорания. Некоторые результаты расчетного симулирования процессов образования горючей смеси были введены в практику при испытании некоторых дизельных быстроходных двигателей на стенде.

„Constructia de maşini" 32 (1980),
н. 12., 14 рис., 3 лит.

ДК : 621.436

Апостолеску, А., Грюнвальд, Б., Грама, Г., Константинеску, Г., Латеш, О., Якоми, М. : **Возможности модельного исследования процесса образования горючей смеси в дизельном быстроходном двигателе с непосредственным вспрыском.**

Исследуются основные условия подобия вовлеченные в моделировании процессов образования горючей смеси при поперечном потоке воздуха по отношению к струе топлива, что является характерным для современного дизельного быстроходного двигателя. Описывается установка моделирования расчитанна для вспрыска жидкого топлива в стационарный поток воздуха при темпоратуре и давлении окружающей среды, а также метод работы.

„Constructia de maşini" 32 (1980),
н. 12, 13 рис., 1 таб., 7 лит.

ДК : 621.436 : 621.65

Маноле, А., Сильвестру, К., Тараза, Д., Белей, А., Минкулеску, Ш., Неделку, А. : **Некоторые вопросы относительно действия ротативных топливных насосов двигателей высоких сколостей вращения.**

Труд затрагивает вопрос согласования функциональных характеристик ротативного топливного насоса с условиями действия быстроходного транспортного дизеля. Теоретические и экспериментальные исследования выявили возможность получения, путем некоторых конструктивных изменений, достаточно простых, подходящей характеристики расхода топливного насоса.

„Constructia de maşini" 32 (1980),
н. 12, 14 рис., 7 таб., 3 лит.

ДК : 662.61.8 : 621.65

Туркою, Т., Бонкой, Ж. : **Исследование относительно влияние производственные терпимости и геометрия нагнетательного элемента, над неоднородности инъекции для инъекцых насосов типа «А».**

Работа уточняется порядок величины с который игру из цилиндру и золотниковым поршнем по нагнетательные элемента вмешиваетесь в производство неоднородности инъекции. Было анализирует игры между граны прописываться как и в внешний их. В тоже время, представляется влияния переработки скошенная по лобный грань по головой золотниковым поршнем над неоднородности инъекции.

„Constructia de maşini" 32 (1980),
н. 12, 12 рис., 2 таб., 4 лит.

ДК : 621.431

Гяюнбалд, Б., Шойман, М. : **Расчёт процессов впуска и выпуска в двигателях внутреннего сгорания на основе диаграмов давлений.**

Работа выявляет способ математической обработки диаграмм давления, характерных для газообмена в поршневых двигателях внутреннего сгорания. Приводятея результаты полученные при определении степени моментального и конечного постнаполнения для двух отдельных двигателей при двух отдельных режимах функционирования. Делается вывод касательно замедления закрытия впускного клапана.

„Constructia de maşini" 32 (1980),
н. 12, 12 рис., 1 лит. .

ДК : 621.431

Савюк, С. : **Корреляция между продолжительностью одновременного открытия клапанов и концентрацией загрязняющих веществ выхлопных газов.**

В первой части работы кратко описана актуальная стадия исследований влияния распределительных фаз на концентрацию вредных выделений выхлопных газов. Во второй части представлено экспериментальное исследование корреляции между продолжительностью одновременного открытия клапанов и концентрацией загрязняющих веществ выхлопных газов двигателя искрового зажигания при малых оборотах и нагрузках.

„Constructia de maşini" 32 (1980),
н. 12, 4 рис., 7 лит

ДК : 621.892 : 621.822

Неделку, Ш., Рэдулеску, Ермина : **Использование критерия минимальной толщины маслянного слоя для оптимизации подшипников двигателей.**

Доклад представляет собой сравнение теоретических и экспериментальных данных изменений минимальной толщины маслянного слоя подшипников, работающих в динамическом режиме. Были исследованы два вида подшипников : один из них — на экспериментальном стенде, симулирующим динамическим режимом работы (в. Вуз г. Решица) ; другой был шатунный подшипник коленчатого вала дизельного двигателя LDA28, в реальных условиях работы. Теоретические результаты определены оригинальным програмом расчета, основанным на методе Букера.

„Constructia de maşini" 32 (1980),
н. 12, 5 рис., 4 лит.

ДК : 621.436 : 662.61

Дину-Вердеци, Дойна, Дину, Н., Греф, К. : **Понижение токсичности дизельных двигателей улучшением процесса сгорания топлив химическим путём.**

В статье изложены в общей форме противодымные присадки к дизельным топливам. Показаны способ действия и их значение для понижения загрязнения отмосферы из-за эмиссии дизельных двигателей. Также, в статье описаны работы проведенные в ИНМТ в обса сгорания топлив химическим путём.

„Constructia de maşini" 32 (1980),
н. 12, 2 рис., 20 лит.

CZ : 621.113/114

Stoica, N., Dinu, N., Teodorescu, L., Boşnegeanu, St., Manea, Stela, Demeşco, V.: **O cale de economisire a combustibilului la autovehiculele din circulaţia rutieră.**

Se prezintă rezultate ale încercărilor efectuate în laborator şi pe cale, în vederea economisirii combustibilului la autovehiculele rutiere. Aceste rezultate, au fost obţinute pe motorul unui autoturism ARO prin încălzirea separată a combustibilului şi prin amplasarea în carburator a unui difuzor de turbionare a amestecului carburant aspirat. Se constată importante reduceri de consum de combustibil, precum şi o scădere remarcabilă a nivelului produşilor poluanţi.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 8 fig., 2 tab., 3 ref.

CZ : 621.113/114

Stoica, N., Dinu, N., Teodorescu, L., Boşnegeanu, Şt,. Manea, Stela, Demeşco, V.: **Procedeu de creştere a economicităţii şi de reducere a poluării la autoturismele din circulaţia urbană.**

Procedeul este realizat prin montarea în carburator a unui dispozitiv pentru îmbunătăţirea formării amestecului carburant. Nu sînt necesare modificări constructive la carburator. Sînt prezentate rezultatele cercetărilor efectuate cu acest dispozitiv în laborator, pe cale şi pe un stand cu rulouri.

Se constată importante economii de combustibil şi reduceri ale nivelului produşilor poluanţi.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 4 fig., 6 tab., 3 ref.

CD : 621.113/114

Stoica, N., Dinu, N., Teodorescu, L., Boşnegeanu, St., Manea, Stela, Demeşco, V.: **Procédé d'augmentation de l'économie du moteur dans le milieu urbain et de réduction de la pollution.**

La réalisation du procédé exige le montage dans le carburateur d'un dispositif pour l'amélioration de la formation du mélange carburant.

Le procedé ne réclame pas des modifications constructives dans le carburateur.

L'ouvrage présente les résultats des récherches effectuées avec ce dispositif dans le laboratoire, en ronte et sur un stand à rouleaux.

On constate d'importantes économies de combustible et réductions des produits polluants.

Construcţia de maşini, 32 (1980), no. 12, 4 fig., 6 tab., 3 réf

---

CD : 621.436:662.61

Dinu-Verdeţi, Doina, Dinu, N., Greff, C.: **Réduction de la pollution des moteurs diesel par l'amélioration, par voie chimique, du processus de combustion des combustibles.**

L'article présente, d'une manière générale, les additifs que diminuent l'émission de fumeé, utilisés pour les combustibles des moteurs diesel. On y décrit leur comportement et leur importance pour la réduction de la pollution atmosphérique due aux émissions des moteurs diesel. L'article présente, en même temps, les recherches originales au sujet de l'obtention de tels additifs en utilisant les matières premières indigènes, dans le cadre de l'I.N.M.T.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 2 fig., 20 ref.

DK : 621.113/114

Stoica, N., Dinu, N., Teodorescu, L., Boşnegeanu, St. Manea, Stela, Demeşco, V.: **Ein Weg Ersparung des Kraft Stoffes bei den Strassenfahrzeugen.**

Es werden die Ergebnisse der Laborversuche gegeben zwecks Kraftfahrsparung bei den Srapenfahrzeugen.

Diese Ergebnisse wurden an einem ARO — Motor erziehlt, durch separate Erwärmung des Kraftstoffes, und durch die Lagerung in den Vergaser eines Durchwirbelstrahlers für die an gesangte Verbrennungsmischung.

Es werden bedentende Kraftstoffverbrauch minderung so wie eine neunweste Reduktion der Schadstofferzeugnisse.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 8 Bild., 2 Taf., 3 Lit.

DK : 621.113/114

Stoica, N., Dinu, N., Teodorescu, L., Boşnegeanu, St. Manea, Stela, Demeşco, V.: **Ein Verfahren betreffs Anwuchs der Motorswirtschaftlichkeit in Städtischen Mittel und Verminderung des Luftversäuchungs.**

Das Verfahren ist erzielt durch eine Vorrichtung für Brenngemisch Bildung verbesserung, die in Vergaser montiert ist.

Konstruktionsäuderungen an Vergasser sind nicht nötig.

Sind bekanntgenacht die Versuchs ergebnisse mit diese Vorrichtung im Laboratorium, auf dem Weg und auf einem Rollenstand ausgeführt.

Man behauptet bedentende Kraftstoffsökononien und eine gleichzeitige Verminderung des schädige Produktes.

Construcţia de maşini, 32 (1980), nr. 12, 4 Bild., 6 Taf., 3 Lit.

ДК : 621.113/.114

Стойка, Н., Дину, Н., Теодореску, Л., Бошнеджану, Ш., Манеа, Стела, Демешко, В.: **Способ экономии топлива автомобилей дорожного движения.**

Изложены результаты лабораторных и дорожных парытаний проведеных с целью уменьшения расхода топлива в автомобилях.

Испытания проводились на двигателе автомобиля ARO, нагревая отдельно топливо и устанавливая в карбюраторе диффузар для взвихривания всасываемой смеси топливо-воздух.

Установлена значительное уменьшение расхода топлива и уровня загрязняющих веществ.

„Construcţia de maşini" 32 (1980),
н. 12, 8 рис., 2 таб. 3 лит.

ДК : 621.113/.114

Стойка, Н., Дину, Н., Теодореску, Л., Бошнеджану, Ш., Манеа, Стела, Демешко, В.: **Способ повышения экономичности двигателя и понижения уровня загрязнения в городских условиях.**

Способ основан монтированием в карбюратор приспособления для улучшения образования топливной смеси. При этом не нужны конструктивные модификации карбюратора.

Приведены результаты исследований проведенных с этом приспособлением в лаборатории, дорожных условиях и на роликовым стенде.

Установленые значительная экономия топлива и понижение уровня загрязняющих веществ.

„Construcţia de maşini" 32 (1980),
н. 12, 4 рис., 6 таб., 3 лит.

MANIFESTĂRI TEHNICO-ȘTIINȚIFICE

PREOCUPĂRI PRIVIND PROTECȚIA ATMOSFEREI ÎMPOTRIVA POLUĂRII PRODUSE DE MOTOARELE TERMICE

Dr. chim. Nistor **DINU**, dr. ing. Lucian **TEODORESCU**, ing. Vladimir **SOARE** — I.N.M.T. București

În pofida crizei mondiale de petrol, statisticile internaționale evidențiază creșterea producției de motoare cu performanțe din ce în ce mai înalte. Totuși, parametrii principali care dirijează această creștere sînt reducerea consumului specific și, implicit, scăderea emisiilor poluante produse de motoarele termice.

Pe această linie se înscriu și preocupările constructorilor și cercetătorilor motoriști din țara noastră, orientate de politica de industrializare a țării, politica partidului nostru. Complexitatea deosebită, precum și importanța mare a celor două fenomene (care, de altfel se constituie într-un singur proces, procesul de ardere din motoare), a determinat unirea eforturilor specialiștilor, formarea de concerne și organizații interne și internaționale fără de care asigurarea succesului poate fi întîrziată.

În acest context, țările socialiste, conștiente pe deplin că realizarea de motoare competitive le asigură totala independență, au hotărît, în urmă cu 10 ani, ani unirea tuturor forțelor materiale și umane, realizarea de cercetări științifice comune, unificarea metodologiilor de cercetare, etc.

S-a reușit, totodată, realizarea unui cadru organizatoric adecvat în cadrul amplului program de colaborare C.A.E.R., cu nominalizarea țărilor coordonatoare de probleme mari, a împuterniciților țărilor membre și, implicit, a tematicii de cercetare, în continuă dezvoltare și completare. La punctul IV. 14, din Protocolul de colaborare al țărilor C.A.E.R., se află intitulată tema: „Protecția atmosferei împotriva poluării cu emisii toxice provenite de la mijloacele de transport echipate cu motoare cu ardere internă", avînd drept centru coordonator „Institutul pentru tehnica aerului și frigului", din Dresda și ca institut de cercetare coordonator „Institutul central de cercetare științifică a toxicității motoarelor" cu sediul la Moscova.

Anual, în fiecare țară participantă se organizează două întîlniri: una avînd ca scop reuniunea împuterniciților pe probleme pentru informare asupra acțiunilor întreprinse în domeniu și a stadiului lor de rezolvare și o sesiune de comunicări științifice cu participare a specialiștilor în domeniu, unde se prezintă lucrări științifice și se face un larg schimb de experiență, atît în domeniul temei cît și în celelalte domenii ce privesc construcția și cercetarea motoarelor termice.

Ținuta științifică și interesul de care se bucură această a doua manifestare au determinat participarea și a altor țări nesocialiste ca Italia, Finlanda etc.

Anul 1980, a fost anul în care țara noastră, prin Institutul Național de Motoare Termice București, a organizat și a asigurat desfășurarea, în condiții foarte bune, a celei de a V-a ședințe de lucru a specialiștilor țărilor membre C.A.E.R., pe tema IV.14.

Consfătuirea, organizată în perioada 18—24 mai în orașul Sinaia, s-a bucurat de participarea a 26 delegați străini din 7 țări: R. P. Bulgaria, R. P. Ungaria, R. D. Germană, R. P. Polonă, R. S. România, Uniunea Sovietică, R. S. Cehoslovacia precum și R. S. F. Iugoslavia, în calitate de observator, reprezentanți ai forurilor coordonatoare ale cercetării din țările respective, reprezentanți de ministere și institute specializate în construcția și cercetarea motoarelor, precum și a protecției mediului împotriva poluării produse de motoarele termice.

Întîlnirea de la Sinaia a avut drept scop informarea participanților asupra stadiului lucrărilor la cele peste 30 de subpuncte ale temei IV.14, realizările pînă în anul 1980, precum și întocmirea planului de lucrări pe anul 1981, planul de perspectivă 1981—1935, planul de măsuri și programul de viteze reciproce de documentare și schimb de experiență; totodată, s-au stabilit ordinea de zi a celei de a VI-a consfătuiri de lucru — 1981 și programul sesiunii de comunicări științifice din decembrie 1980, care se va desfășura la Praga.

Programul sesiunii de lucru a cuprins și viteze de documentare și schimb de experiență la I.N.M.T. București, la I.M.E.F.I.N. Sinaia, Întreprinderea „Tractorul" Brașov și Întreprinderea Mecanică Muscel, unde delegații străini au luat cunoștință — cu deosebit interes — de realizările de vîrf ale industriei constructoare de mașini din țara noastră, de preocupările privind protecția atmosferei împotriva poluării produsă de motoarele termice, de puternica bază materială și de rezultatele obținute de cercetătorii noștri în acest domeniu.

Față de celelalte sesiuni de lucru, sesiunea din acest an se remarcă prin faptul că tematica a fost mult lărgită cu o serie de aspecte legate de protecția atmosferei și anume: ameliorarea procesului de ardere a combustibililor, atît prin soluții mecanice cît și chimice, noi soluții constructive ale camerelor de ardere, ameliorarea performanțelor fizico-chimice și funcționale ale combustibililor, combustibili neconvenționali, reducerea consumurilor specifice de combustibili etc.

Un alt cîștig deosebit al întîlnirii de la Sinaia a fost acela că participanții au putut lua cunoștință de rezultatele fructuoase ale colaborărilor contractuale bi și multilaterale existente, precum și creșterea și crearea premiselor pentru încheierea de noi contracte. Participanții români au primit oferte de contractare, prin schimb reciproc de rezultate, din partea delegaților U.R.S.S., R.P.U. și R.D.G.

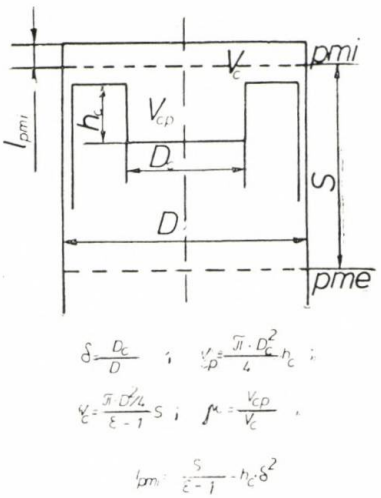
Semnarea și însușirea „Protocolului celei de-a V-a consfătuiri de lucru a împuterniciților membre C.A.E.R. pe tema IV.14 — Protecția atmosferei împotriva poluării cu emisii toxice de la mijloacele de transport echipate cu ardere internă" — constituie o chezășie a numeroase succese în domeniu, cît și un nou prilej pentru adîncirea și întărirea relațiilor de colaborare științifice, pentru dezvoltarea producției de motoare, pentru protecția atmosferei, pentru progres și pace.

CZ : 621.436:621.431

Considerații privind proiectarea unei camere de ardere unitare pentru un motor Diesel rapid

Prof. dr. ing. Berthold **GRÜNWALD**, prof. dr. ing. Nicolae **APOSTOLESCU** — Institutul politehnic București
Dr. ing. Dragoș **SFINȚEANU**, ing. Mihai **ȘOIMAN**, ing. Corina **DAMIAN** — I.N.M.T. București

Pentru proiectarea unei camere unitare de ardere, incorporată parțial în piston (fig. 1), se dispune de cîțiva factori constructivi fundamentali, care se definesc chiar pe planșetă.



$$\delta = \frac{D_c}{D} \; ; \quad V_{cp} = \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} h_c \; ;$$

$$V_c = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \frac{S}{\varepsilon - 1} \; ; \quad \mu = \frac{V_{cp}}{V_c} \; ;$$

$$l_{pmi} = \frac{S}{\varepsilon - 1} - h_c \delta^2$$

Fig. 1

Cunoștințele recente despre jet și mișcarea fluidului motor au arătat că, în afara factorului tradițional (raportul de comprimare) care controlează mai ales aprinderea, un rol deosebit îl prezintă diametrul relativ al cupei δ, volumul relativ al cupei μ și distanța minimă dintre piston și chiulasă l_{pmi}. Cei trei factori sînt implicați în două realități fizice fundamentale : mișcarea de rotație a fluidului motor în jurul axei cilindrului și mișcarea radială a fluidului motor spre centrul sau spre periferia cilindrului. Dacă raportul de comprimare ε este dat, diametrul relativ și volumul relativ al cupei din piston sînt determinante pentru momentul de inerție mecanic al fluidului din cupă și devin, astfel, factori fundamentali de control al vitezei unghiulare a mișcării de rotație, din perioada injecției de combustibil, evident în ipoteza că mișcarea de rotație a fost generată în cursa de admisie. Pe de altă parte, cei doi factori, la care se adaugă și distanța l_{pmi}, controlează mișcarea radială, a cărei influență pare să fie controversată chiar și în zilele noastre.

Proiectarea mai este în măsură să controleze diametrul orificiilor pulverizatorului și viteza de curgere prin aceste orificii, definind presiunea inițială de injecție. Față de nivelul actual de cunoștințe, se pot stabili, cu un anumit grad de precizie, caracteristicile jetului — penetrația, unghiul de dispersie, finețea, viteza de înaintare a jetului.

Acestea fiind datele disponibile de bază, proiectarea trebuie să le coreleze, pornind de la cîteva principii fundamentale.

Unul dintre acestea este interacțiunea dintre mișcarea jetului de combustibil și mișcarea aerului din camera de ardere. Această interacțiune complexă este determinată de un ansamblu de procese : pulverizarea și vaporizarea combustibilului (care depind de starea aerului din camera de ardere), antrenarea aerului în jetul de combustibil (care asigură posibilitatea amestecării combustibilului cu aerul), frînarea jetului de combustibil, în condițiile densității ridicate a aerului și mișcării transversale a aerului față de jet (care controlează astfel viteza de impact a jetului pe perete), devierea tangențială a jetului (de care depinde unghiul de impact pe perete), și modificarea secțiunii transversale a jetului sub influența mișcării de rotație a aerului.

Evoluția în continuare a jetului pe perete, care stă sub influența vitezei și unghiului de impact, ca și a vitezei tangențiale a aerului la peretele lateral al cupei, are — de asemenea — o mare însemnătate, întrucît intervine cu o mare pondere în formarea amestecului și în prima perioadă a arderii propriu-zise, mai cu seamă la motoarele diesel de viteze ridicate și alezaje mici.

Un al treilea aspect, care nu trebuie omis în această corelare, este legat de mișcarea centripetă a aerului din cilindru în cupa pistonului înainte de punctul mort interior, iar după punctul mort interior, de mișcarea de expulzare a fluidului din cupă spre periferia cilindrului. Aceste mișcări, prin excelență dezorganizate, generează o intensitate sensibilă a turbulenței în cupa din piston și apoi în cilindru, cu influențe evidente asupra amestecării la scară mică a combustibilului cu aerul.

Un rol însemnat în cadrul acestor corelații complexe revine duratei întîrzierii la autoaprindere, care, în asociere cu intensitatea proceselor de amestecare, controlează volumul amestecurilor inflamabile în momentul declanșării arderii.

Ca o consecință a acestor interacțiuni se stabilește un anumit raport între intensitatea și durata arderii rapide și intensitatea și durata arderii moderate, care se reflectă în plenitudinea și eficiența arderii, în nivelul presiunilor și temperaturilor, și în formarea produșilor poluanți.

Cerințele, cu caracter contradictoriu, privind alura caracteristicii de degajare a căldurii prin ardere sporesc, în mod corespunzător, dificultatea corelării parametrilor menționați. Promovarea arderii rapide este legată de avantaje : creșterea lucrului mecanic indicat și a randamentului indicat al ciclului, a reducerii duratei totale a arderii și a evitării fumului negru la evacuare. Sînt cunoscute, pe de altă parte, tendințele care rezultă : de sporire a vitezei de creștere a presiunii și a presiunii maxime, de funcționare brutală și cu zgomot, de intensificare a formării oxidului de azot, de reducere a randamentului mecanic. Promovarea arderii moderate antrenează implicații opuse. Cele două situații sînt ilustrate în figura 2, de cele două caracteristici limită de degajare a căldurii. Proiectarea de motoare diesel este constrînsă, astfel, să urmărească un compromis acceptabil.

Autorii au dezvoltat, în acest sens, programe de calcul, bazate pe modele fizico-matematice originale, care permit definirea unei caracteristici de referință pentru viteza de degajare a căldurii cu consolidarea principalilor indici caracteristici : randament indicat, presiune maximă și viteza maximă de creștere a presiunii, geneza poluanților. Această caracteristică de referință, obținută prin calcul, este confruntată — în procesul de elaborare a parametrilor camerei de ardere și al acordării acesteia cu mișcarea aerului și a jetului de combustibil — cu caracteristica de degajare a căldurii care rezultă prin prelucrarea diagramei indicate, obținută experimental, în urma investigării unei anumite soluții constructive. Diferențele care se înregistrează între cele două caracteristici, teoretică și experimentală, trebuie să sugereze sensul în care este necesar să se intervină, de accentuare a arderii rapide sau moderate și în consecință, sensul în care trebuie corectați anumiți parametri constructivi.

Promovarea arderii rapide se obține — în condițiile unei întîrzieri la autoaprindere suficient de mari — intensificîndu-se formarea amestecurilor inflamabile de la începutul injecției, prin controlul evoluției jetului de combustibil (penetrația și deviația, dispersia, impactul pe perete etc.), și al interacțiunii lui cu mișcarea aerului din cupa pistonului. Calculele efectuate au evidențiat posibilitățile existente în acest sens.

S-a determinat mișcarea de rotație a aerului pentru un motor cu dimensiunile fundamentale $S \times D = 95 \times 95$ mm, raportul de comprimare $\varepsilon = 17{,}5$, volumul cupei din piston și distanța dintre piston și chiulasă invariabile și anume 31 cm^3, respectiv 1,7 mm. În cursa de admisie, s-a calculat viteza unghiulară de rotație, cînd fluidul proaspăt curge prin orificiul oferit de supapă cu viteza medie de 190 m/s, care corespunde unei turații a motorului de 3000 rot/min. S-a admis că fluidul proaspăt este orientat de canalul din chiulasă după o direcție tangențială la cilindru și se comportă ca un solid rigid fără frecare. În cursa de comprimare s-a menținut ipoteza so-

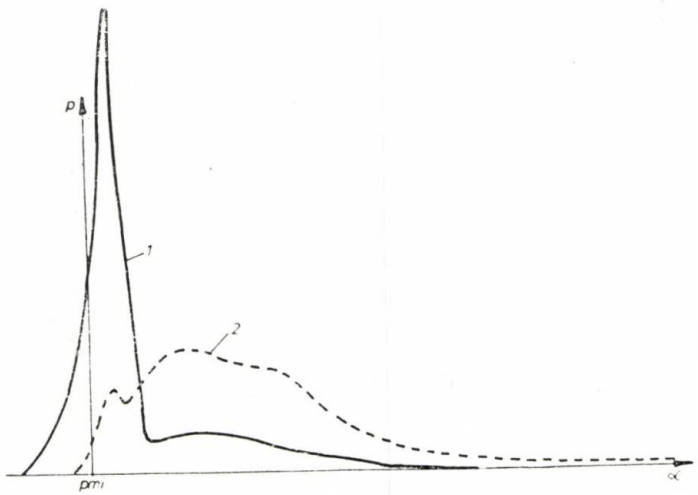


Fig. 2

lidului rigid, dar calculele s-au efectuat în două alternative :

1) momentul forţelor exterioare este nul ;
2) momentul forţelor exterioare nu este nul.

În figura 3 a se arată variaţia vitezei unghiulare ω a fluidului motor în cupa pistonului, iar în figura 3 b, variaţia raportului de vîrtej Ω pentru trei diametre ale cupei din piston ($\Omega = \omega/\omega$, unde ω este viteza unghiulară de rotaţie a arborelui cotit). Se observă

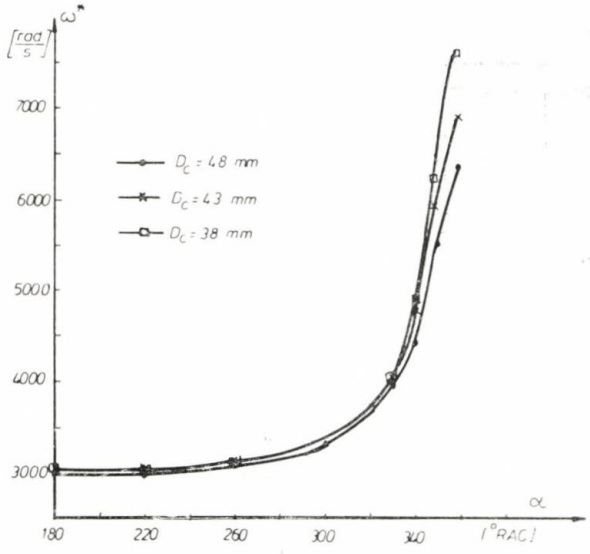


Fig. 3 *a*

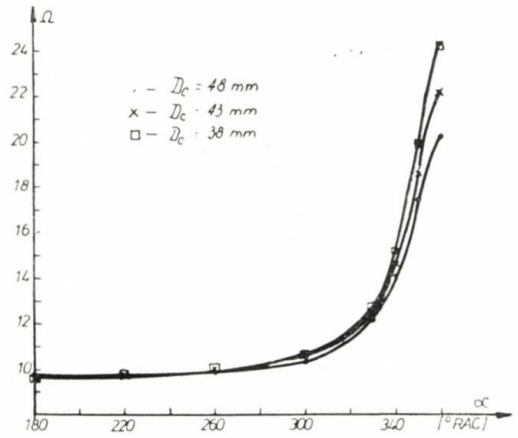


Fig. 3 *b*

că în momentul injecţiei (α = 330°RA), raportul de vîrtej variază în limitele 12,3 ... 12,8 faţă de valoarea maximă, atinsă la punctul mort interior, cuprinsă între 20,3 ... 24,3. Dacă durata injecţiei este de circa 15°RA, proiectantul dispune de un raport de vîrtej mediu de circa 15. Dacă se ţine seama de frecare, se observă (fig. 4) că raportul de vîrtej se micşorează cu aproximativ 30 %.

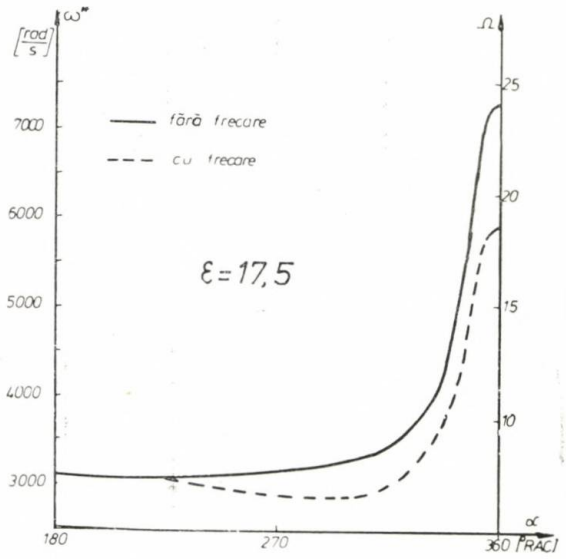


Fig. 4

S-a determinat evoluţia jetului în cilindru. De la început jetul avansează rapid (fig. 5),

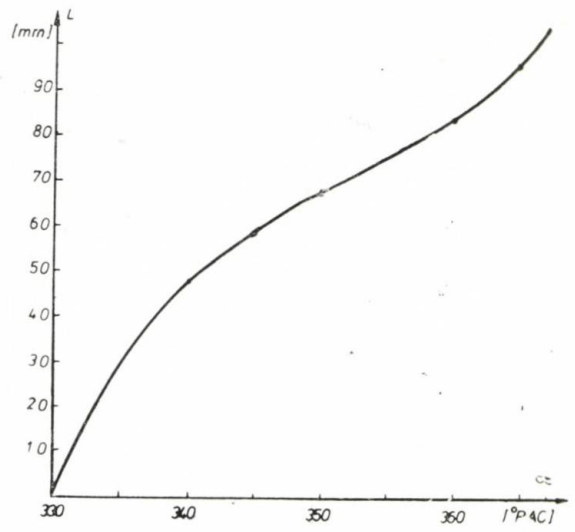


Fig. 5

astfel că după 5°RA, penetraţia L este apropiată de raza cupei. Asociind poziţia pistonului cu penetraţia L (fig. 6), se observă că impactul jet — perete nu numai că nu poate fi evitat, dar se produce chiar foarte timpuriu. În acest caz amestecarea combustibilului cu aerul în cursa de comprimare se produce mai puţin în jetul liber (aşa cum se crede frecvent) şi în mare proporţie, printr-un mecanism specific, la perete.

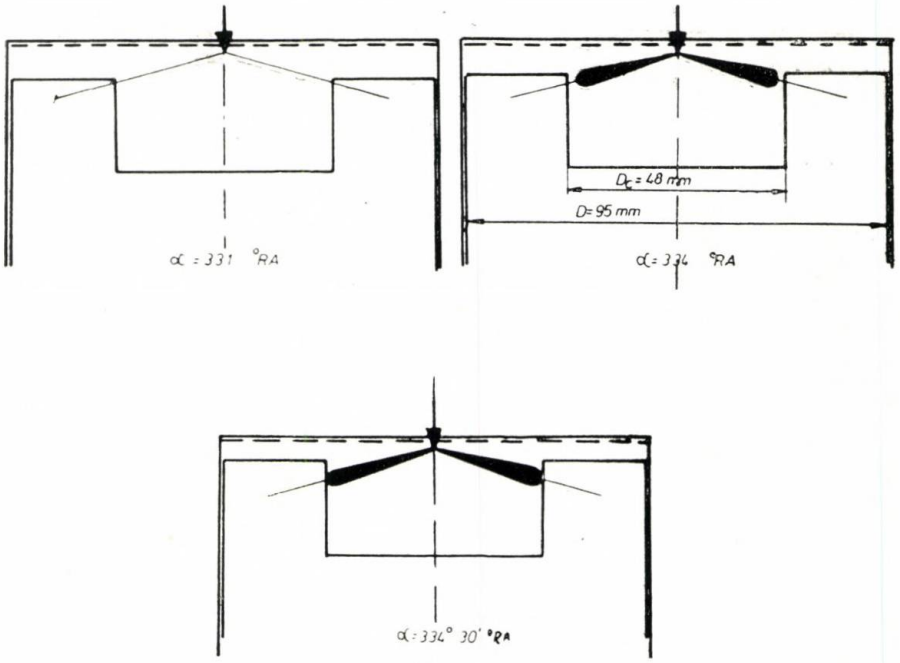

D_c = 48 mm
D= 95 mm
α = 331 °RA
α = 334 °RA
α = 334° 30' °RA

Fig. 6

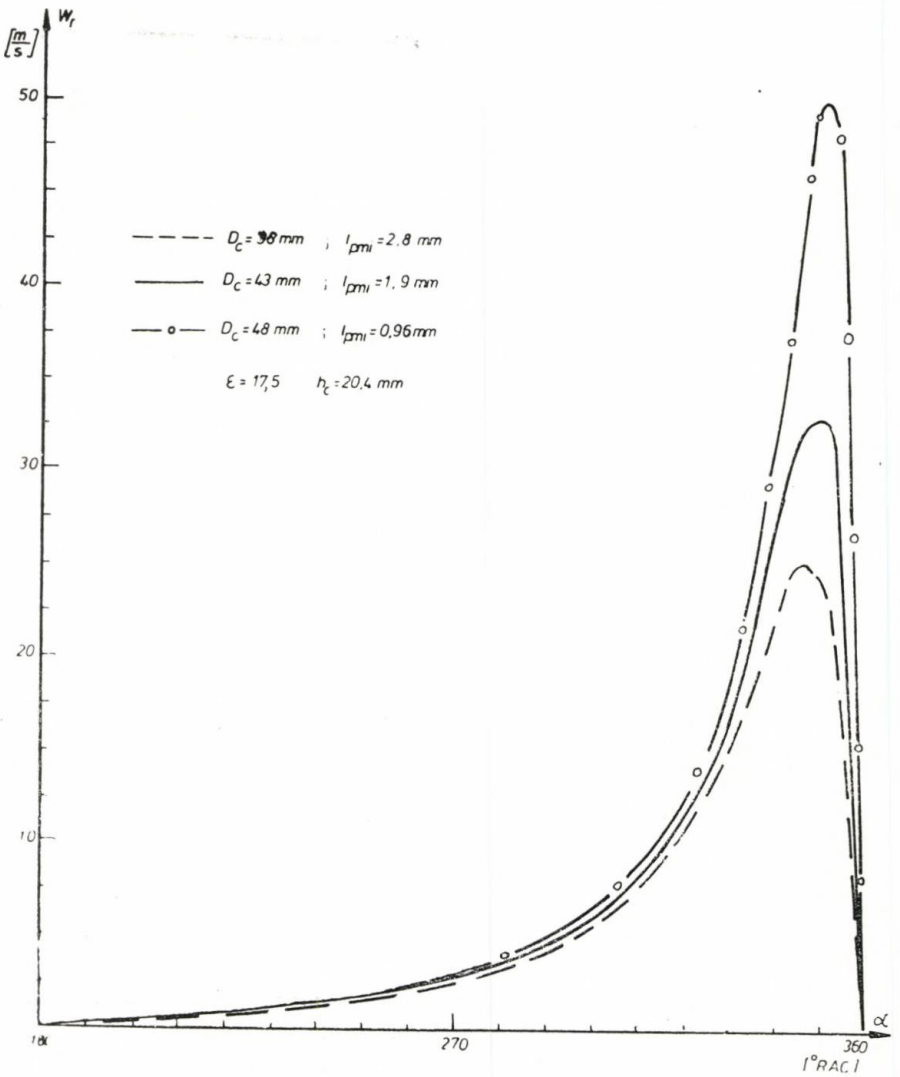

w_r
[m/s]
50
40
30
20
10
D_c = 38 mm ; l_{pmi} = 2,8 mm
D_c = 43 mm ; l_{pmi} = 1, 9 mm
D_c = 48 mm ; l_{pmi} = 0,96 mm
ε = 17,5 h_c = 20,4 mm
270
360
α
1°RAC I

Fig. 7

S-a calculat viteza radială a fluidului motor (fig. 7), într-un caz simplu, menţinînd invariabilă înălţimea cupei din piston. În aceste condiţii, mărind diametrul cupei de la 38 la 48 mm, viteza radială maximă practic s-a dublat. Pe această cale se poate obţine o creştere sensibilă a coeficientului de difuzie turbulentă. Soluţia nu este încă satisfăcătoare din punctul de vedere al mişcării de rotaţie, deoarece, odată cu mărirea diametrului D_c, creşte momentul de inerţie al fluidului motor din cupă şi, ca urmare, scade viteza unghiulară de rotaţie.

Mişcarea radială nu trebuie intensificată în dauna mişcării de rotaţie în cupă. În acest scop, trebuie să se menţină invariabilă distanţa l_{pmi}. Se poate scrie că viteza radială W_r este proporţională cu o funcţie y de forma (vezi notaţiile din fig. 1) :

$$y = (1-\delta)^2 \delta \left(1 + \frac{h_c}{l_{pmi} + s}\right)$$

Dacă se menţine l_{pmi} constant, la micşorarea lui δ, Ω creşte (v. fig. 3). În acest caz şi h_c creşte, deoarece s-a admis V_{cp} = ct. În figura 8

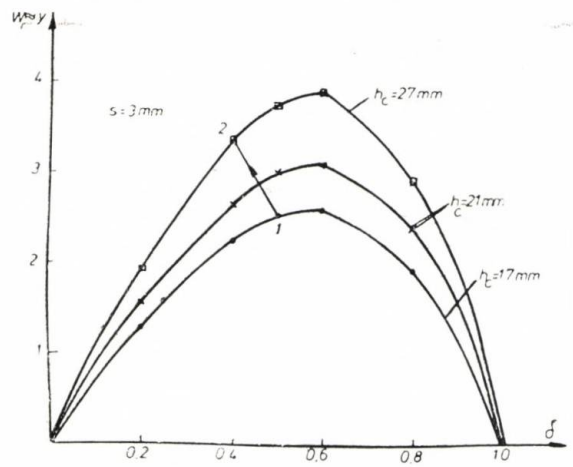


Fig. 8

se ilustrează cum se modifică y, cînd se reduce δ de la 0,5 la 0,4 (se trece de la punctul 1 la punctul 2). Se obţine astfel o creştere a vitezei radiale, simultan cu creşterea vitezei unghiulare de rotaţie a fluidului motor din cupa pistonului.

Problema complexă a interacţiunii jet — aer a fost abordată de autori de mai mulţi ani. Cunoştinţele în domeniu fiind insuficiente, cercetările au fost orientate atît spre modelare cît şi spre experiment. În primul caz s-au elaborat trei modele care permit calculul deviaţiei jetului sub acţiunea curentului de aer. Unul dintre modele tratează deviaţia unei picături de diametru mediu, definit în ipoteza conservării volumului de combustibil. Un alt model ţine seama de conservarea impulsului pe direcţia axei orificiului injectorului şi de deviaţia jetului sub acţiunea unei forţe portante, proporţională cu un coeficient de rezistenţă variabil, corelat cu viteza de deplasare. Ultimul dintre modele se bazează tot pe ipoteza jetului continuu monofazic, cu simetrie axială. Istoria teoriei vîrfului jetului se stabileşte pe baza unor relaţii semiempirice, iar conturul anvelopei jetului şi cîmpului concentraţiilor combustibilului în jet, pe baza ecuaţiilor generale de conservare. În aceste condiţii se pot defini toţi parametrii ce caracterizează evoluţia jetului liber în cameră. După

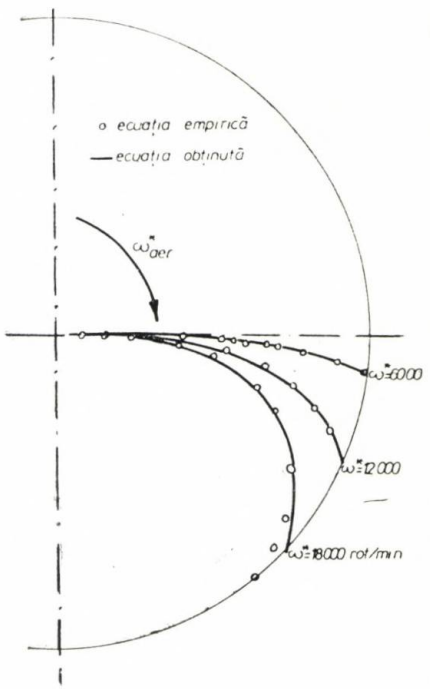


Fig. 9

cum au arătat calculele efectuate, deviaţia jetului faţă de axa orificiului pulverizatorului (fig. 9) este în general redusă (cîteva grade) pînă la impact, pentru diametrele uzuale de cupă în piston şi diametrele uzuale ale orificiului pulverizatorului. Ea poate fi amplificată reducînd, de exemplu, diametrul orificiului sub limita tehnologică impusă de fabricaţia de serie.

Evaluările cantitative ale interacţiunii aerului cu jetul nefiind încă suficient de sigure, a fost proiectată şi realizată o instalaţie experimentală pentru studiul deviaţiei jetului*).

Unele dintre cunoştinţele dobîndite în domeniul formării amestecului în camerele uni-

*) Vezi articolul : „Posibilităţi de studiu pe model al proceselor formării amestecului dintr-un motor diesel rapid cu injecţie directă din acelaşi număr al revistei.

tare au fost puse în practică de autori la încercarea pe stand a unor motoare diesel rapide.

Cercetări preliminare au arătat că reducerea diametrului cupei din piston cu 12%, păstrînd neschimbată distanța l_{pmi}, la un motor cu cilindreea de 700 cm³, funcționînd 3000 rot/min, a produs o reducere a consumului specific efectiv de combustibil cu 12 gf/CPh.

La un monocilindru experimental cu alezajul de 82 mm, funcționînd la 3000 rot/min, s-a modificat caracteristica de degajare a căldurii ξ și viteza relativă de ardere $d\xi/d\alpha$, prin schimbarea raportului de comprimare, a diametrului orificiilor pulverizatorului și a avansului la declanșarea injecției. Se observă că trecînd de la soluția **A** (fig. 10 a), la soluția **B** (fig. 10 b), se obține o reducere a consumului specific indicat de combustibil cu 5%. În cazul al doilea, o fracțiune mai mare din doza de combustibil (peste 70%) intră în reacție pînă la 20°RA, după *pmi* (α = 380°RA), ceea ce explică randamentul indicat mai bun. În ambele cazuri vitezele de ardere se mențin la un nivel modest (2,...3%/°RA). În cazul aceluiași motor funcționînd la o sarcină mai

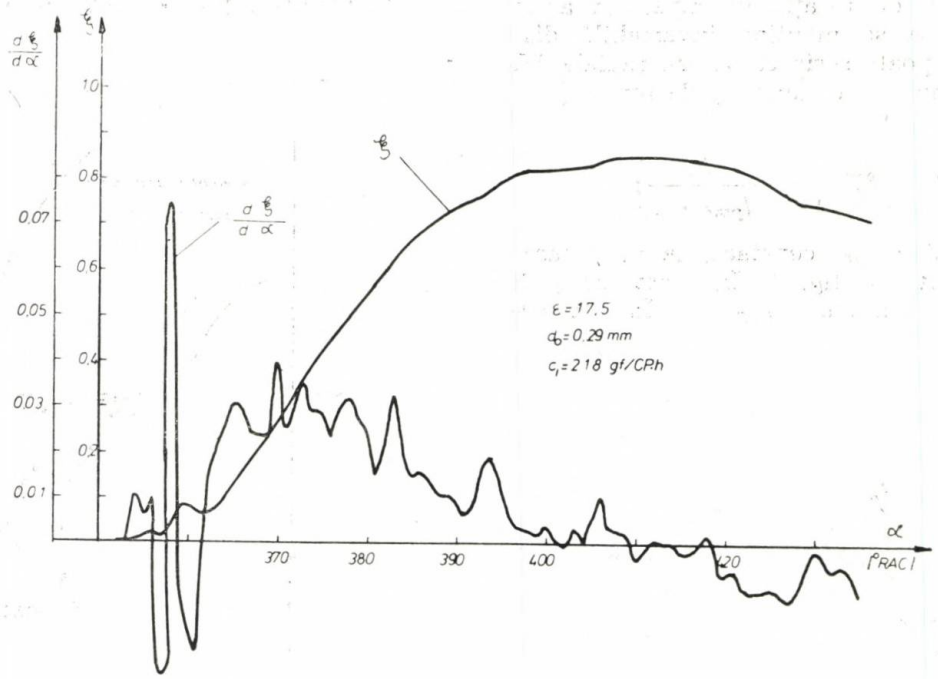


Fig. 10 *a*

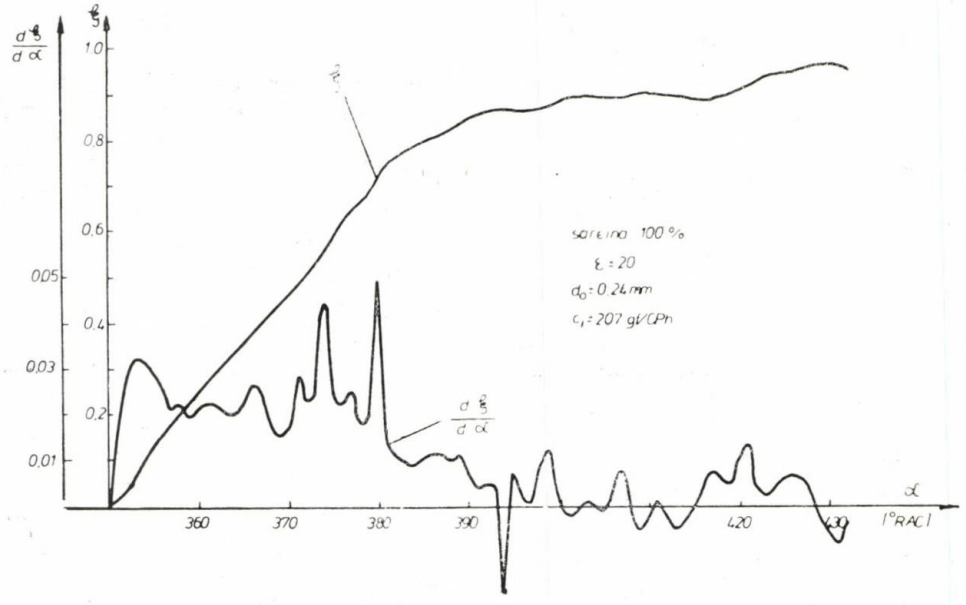


Fig. 10 *b*

mică, promovarea arderii rapide și timpurii, cu viteza maximă de ardere de 7 . . . 10 %/°RA (fig. 11 a) a produs o creștere a consumului specific indicat de combustibil cu 9 %, față de cazul unei arderi rapide, cu viteze mai reduse (fig. 11 b).

niu. Acest progres condiționează direct perspectiva metodelor de calcul, menite să reducă în mod sensibil volumul exagerat de mare al activității experimentale necesare în prezent pentru definirea unei formule constructive adecvate a camerei de ardere.

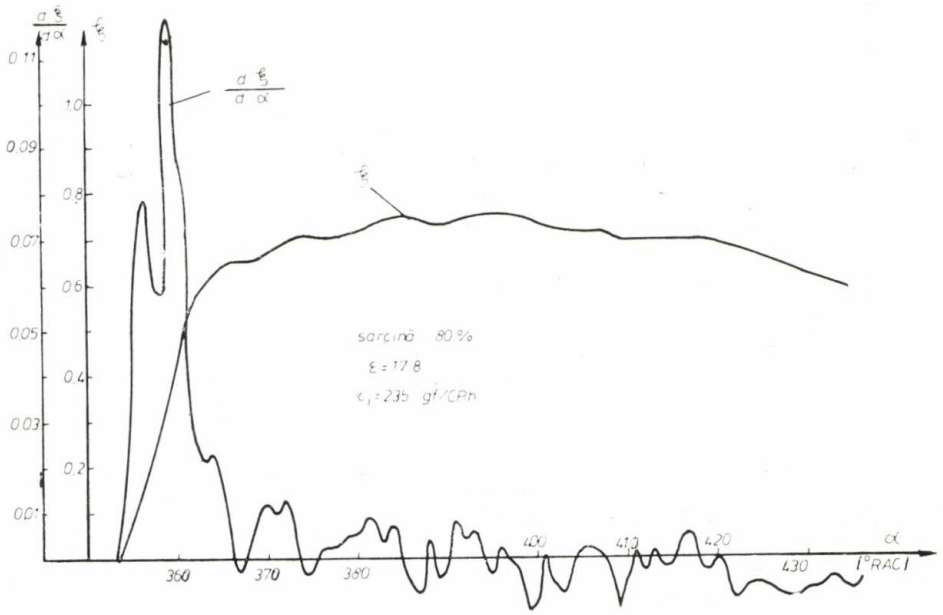


Fig. 11 *a*

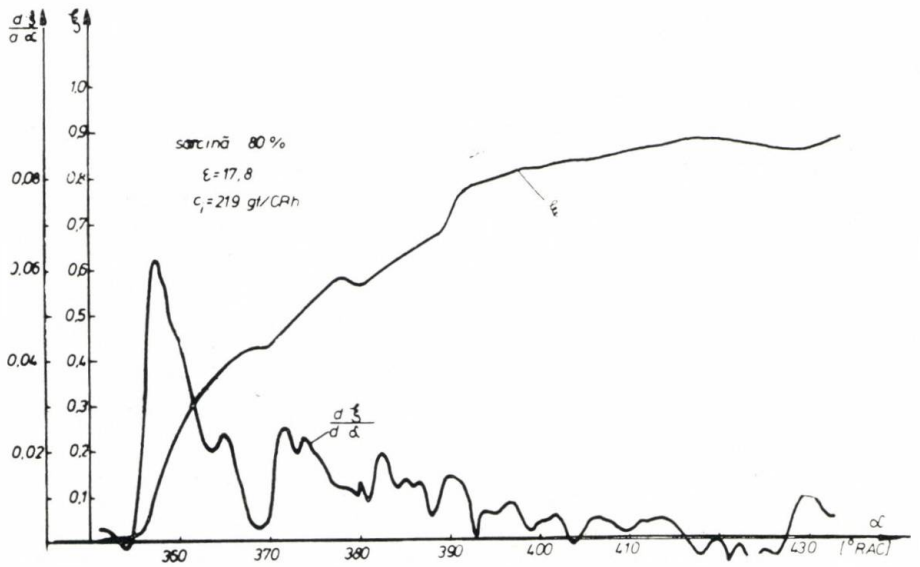


Fig. 11 *b*

În **concluzie,** se apreciază că **datorită cunoașterii încă insuficiente a numeroase procese implicate în ardere, corelarea favorabilă a parametrilor constructivi și de reglaj de care depinde desfășurarea arderii pretinde un amplu efort de cercetare teoretico-experimentală. Aceasta subliniază necesitatea concentrării preocupărilor, în vederea asigurării unui progres substanțial al cunoașterii în dome-**

NOTĂ.

O parte din calculele efectuate în domeniul dezbătut mai sus au fost desfășurate, în cadrul activității de proiectare-cercetare organizată la Catedra de Motoare cu ardere internă din IPB, de studenții: Gelu Tudose, anul IV Fac. Transporturi, Radu Solomon anul IV fac. Mecanică, Gheorghe Constantinescu, anul V fac. Mecanică din Institutul Politehnic București.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Grünwald, B.:* Teoria, calculul și construcția motoarelor pentru autovehicule rutiere. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1980.

[2] *Dent, J.C., Derham, J. A.:* Air Motion in a Four-Stoke Direct Injection Diesel Engine, Proc. Instr. Mech. Engrs., vol. 1882/1974.

[3] *Grünwald, B., Apostolescu, N., Stînțeanu, D., Șoiman, M., Damian, Corina:* Cercetări privind corelația dintre jetul de combustibil, camera de ardere și mișcarea fluidului motor din cilindru în vederea optimizării soluției energetice a unor motoare de putere mică, răcite cu aer. In: „Memorii, vol. I, II, III, IV, Buletinul Institutului Politehnic București, 1978—1979.

CZ : 621.436

Posibilități de studiu pe model al proceselor formării amestecului dintr-un motor Diesel rapid cu injecție directă

Prof. dr. ing. Nicolae **APOSTOLESCU**, prof. dr. ing. Berthold **GRÜNWALD**, as. ing. Gheorghe **GRAMA**, ing. Gheorghe **CONSTANTINESCU**, ing. Ovidiu **LATEȘ**, ing. Mircea **IACOMI** — Institutul politehnic București

Introducere

Proceselor formării amestecului din motorul diesel li s-a atribuit, de multă vreme, un rol predominant în dinamica arderii, care controlează, la rîndul său, performanțele de putere și economicitate ale motoarelor : nivelul solicitărilor termo-mecanice, al vibrațiilor și zgomotului de funcționare, ca și emisiile de poluanți în atmosferă. Cercetarea proceselor de formare a amestecului se efectuează, în mod tradițional, direct, în motoare special amenajate, funcționînd independent sau cu antrenare. În ultimii doi ani au fost inițiate și cercetări bazate pe simularea proceselor de formare a amestecului în instalații de modelare. Cercetarea pe modele, în care injecția combustibilului în camera de ardere din motor este simulată, de exemplu prin injecția de lichid în lichid [1], sau de gaz în gaz [2], este atrăgătoare, întrucît permite obținerea, într-un interval redus de timp, a unor informații prețioase, în condiții avantajoase, prin simplitatea instalației și prețul de cost redus. Asigurarea similitudinii proceselor din instalația model cu cele din motor nu este însă simplă. Datorită complexității proceselor implicate, legea modelului se poate stabili numai pe baza unei selecționări corecte a criteriilor determinante, eventual cu condiția abordării separate a unor grupe de procese.

În cadrul acestei lucrări, se analizează principalele condiții de similitudine implicate în modelarea proceselor formării amestecului, asistate de un curent de aer transversal față de jetul de combustibil, situație caracteristică pentru motorul diesel rapid modern. Se prezintă, de asemenea, o instalație de modelare concepută pentru injecția de combustibil lichid într-un curent staționar de aer, la presiunea și temperatura ambiantă, precum și metodica de lucru folosită.

Condițiile de similitudine

Este cunoscut că la motorul diesel rapid formarea amestecului se desfășoară parțial în volumul camerei și parțial în vecinătatea peretelui, după impactul jetului liber. Raportul în care se află procesele de amestecare din cele două zone și, în general, intensitatea amestecării depind de caracteristicile jetului liber : geometrice și cinematice (traiectoria în timp a vîrfului jetului, conturul anvelopei jetului, viteza și unghiul de impact cu peretele) precum și de structură (finețea pulverizării și gradul de vaporizare). Numai prin respectarea similitudinii acestor caracteristici ale jetului, corelată și cu similitudinea geometrică a camerei de ardere și pulverizatorului (numărul și poziționarea orificiilor de injecție și a pulverizatorului în ansamblu), se poate asigura modelarea riguroasă a proceselor formării amestecului din motor.

Similitudinea traiectoriei vîrfului jetului. Pentru calculul penetrației jetului de combustibil lichid într-o atmosferă liniștită, au fost stabilite numeroase relații de calcul ; în lucrarea [3], sînt menționate 12 relații de calcul, dezvoltate între anii 1938—1971. În tabelul 1 au fost selecționate 5 dintre relațiile cele mai folosite actualmente în calcule, exprimate atît în forma lor originală, cît și prelucrate sub formă criterială.

Din examinarea acestor relații exprimate criterial, rezultă următoarele observații :

1. Penetrația a fost raportată la diametrul caracteristic (echivalent) al orificiului de injecție $d_{pe} = d_p \cdot \rho^{0,5}$, cunoscut din studiile pe model ale amestecării unui jet de gaz cu un alt gaz, de densitate diferită, [5].

Tabelul 1

AUTORUL	RELAȚIA DE CALCUL ÎN FORMA ORIGINALĂ	RELAȚIA DE CALCUL ÎN FORMA CRITERIALĂ
Sitkei (1964)	$\frac{\varkappa}{d_p} = KSr_p^{0,48}\,\rho^{0,35}\,Re^{0,30}$	$\frac{\varkappa}{d_{pe}} = KSr_{pe}^{0,48}\,\rho^{0,09}\,Re^{0,30}$
Parkes ș.a. (1966)	$\frac{\varkappa}{d_p} = k\,\frac{\rho_a'^{0,6}}{1+\rho_a'}\left[1-K_1T_c'\left(1-d_p'\right)\right]\cdot \cdot\left(\frac{t}{d_p}\,\Delta p^{0,5}\right)^{0,6}$	$\frac{\varkappa}{d_{pe}} = K\,\frac{\rho_a'^{0,6}\,\rho_a'^{0,3}}{1+\rho_a'}\left[1-K_1T_c'\left(1-d_p'\right)\right]\cdot Sr_{pe}^{0,60}\,\rho^{0,10}$
Taylor și Walsham (1970)	$\frac{\varkappa}{d_p} = K\left(\frac{t}{d_p}\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_a}}\right)^{0,64}\cdot\left(\frac{l}{d_p}\right)^{0,18}$	$\frac{\varkappa}{d_{pe}} = KSr_{pe}^{0,64}\,\rho^{0,14}\,l_{pe}^{0,18}$
Lîșevschi (1971)	$\frac{\varkappa}{d_p} = KSr_p^{0,5}\,\rho^{0,5}\,We_p^{0,105}M_p^{0,08}$	$\frac{\varkappa}{d_{pe}} KSr_{pe}^{0,5}\,\rho^{0,25}\,We_p^{0,105}M_p^{0,08}$
Dent (1971)	$\frac{\varkappa}{d_p} = K\left(\frac{w_p t}{d_p}\,\rho^{0,5}\right)^{0,5}\left(\frac{530}{T_c}\right)^{0,25}$	$\frac{\varkappa}{d_{pe}} = KSr_{pe}^{0,5}\,\theta^{0,25}$

NOTAȚII

d_p — diametrul orificiului de injecție ;

d_{pe} — diametrul echivalent, $d_{pe} = d_p\sqrt{\rho_c/\rho_a}$;

ρ_c, ρ_a, ρ_a' — densitatea fluidului injectat (combustibil), densitatea fluidului în care se injectează (aer) și respectiv densitatea fluidului în care se injectează raportată la densitatea atmosferică ;

w_p — viteza în orificiul de injecție ;

T_c — temperatura fluidului în care se injectează ;

σ_c — tensiunea superficială a fluidului injectat ;

μ_c, ν_c — vîscozitatea dinamică, respectiv cinematică a fluidului injectat ;

t — timpul ;

Sr_p, Sr_{pe} — criteriul Strouhal ;

$Sr_p = w_{pt}/d_p$;

$Sr_{pe} = w_p t/d_{pe}$;

We_p — criteriul Weber, $We_p = w_p^2\rho_c d_p/\sigma_c$;

M_p — criteriul Mach, $M_p = \mu_c^2/\rho_c d_p \sigma_c$;

ρ — simplexul densitate, $\rho = \rho_c/\rho_a$;

θ — simplexul temperatură, $\theta = 530/T_c$;

$T_c' = T_c - 70$;

indicele p se referă la condițiile de la pulverizator.

2. Toate relațiile cuprind criteriul Sr_{pe} (Ho_{pe}) la puteri care variază între 0,48 și 0,64. Acest criteriu, singurul comun pentru toate relațiile, apare astfel drept un criteriu determinant.

3. Simplexul ρ figurează numai în primele patru relații și la o putere relativ mică comparativ cu criteriul Sr(0,09 . . . 0,25), ceea ce ar putea justifica neglijarea lui în continuare. Cu atît mai mult pot fi neglijate atunci criteriile We_p și M_p și simplexele l_{pe} și θ care figurează izolat, în cîte o singură relație și la puteri relativ mici.

4. Prezența criteriului Re în relația lui Sitkei este în dezacord cu teoria lui Prandtl a stratului limită, după care jetul liber are proprietatea de automodel față de Re.

În consecință, se acceptă pentru penetrația jetului liber într-o atmosferă liniștită o relație de forma :

$$\varkappa/d_{pe} = f(Sr) \tag{1}$$

Pentru injecția combustibilului într-un curent transversal de aer, se cunoaște ecuația de calcul a penetrației $\varkappa_\omega$ [6] :

$$\frac{\varkappa - \varkappa_\omega}{\varkappa} \sim \frac{\varkappa_\omega \rho_a w_a^2}{d_p \rho_c w_p^2},$$

care se poate aduce la forma criterială :

$$\varkappa_\omega/\varkappa = f(\varkappa, J),$$
$$\varkappa_\omega/d_{pe} = f(Sr_{pe}, J), \tag{2}$$

unde J este raportul impulsurilor aerului și combustibilului :

$$J = \frac{\rho_a w_a^2}{\rho_c w_p^2} \tag{3}$$

Curentul transversal de aer produce, odată cu modificarea penetrației jetului liber, și un efect de deviere în direcție tangențială a vîrfului jetului, pentru calculul căreia s-a propus relația : [6]

$$\frac{s}{d_p} = \left(\frac{\varkappa_\omega}{d_p}\right)^{2{,}217} \cdot J,$$

care se poate exprima sub forma :

$$\frac{s}{d_p} = f(Sr_{pe}, J) \tag{4}$$

Similitudinea dispoziției (unghiului) jetului. După Lîșevschi [4] :

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} \sim We_p^{0{,}35}\,\rho^{-0{,}50}\,M^{-0{,}07} \tag{5}$$

Influența criteriului Mach este evident redusă, astfel că în continuare se reține relația :

$$\operatorname{tg}\frac{\alpha}{2} = f\,(We, \rho), \tag{5'}$$

Similitudinea pulverizării combustibilului în jet. Pentru injecția combustibilului într-o atmosferă liniștită, Lîșevschi a stabilit relația de calcul al diametrului mediu volumetric al picăturilor d_d:

$$\frac{d_d}{d_p} \sim We_p^{-0{,}266}\,\rho^{0{,}266}\,M^{0{,}073}, \tag{6}$$

care se poate exprima și sub forma :

$$\frac{d_d}{d_{pe}} \sim (We, \rho)^{-0{,}236} \tag{6'}$$

În prezența curentului transversal de aer, diametrul mediu al picăturilor a fost exprimat de Lîșevschi sub forma :

$$\frac{d_d}{d_p} = (We_p\,\rho)^{0{,}33} f(We_p, \rho\,We_p, We_a, We_c), \tag{7}$$

unde alături de complexul $We_p\rho$ mai figurează sub o formă implicită criteriul We_p, precum și $We_a = w_a^2 \rho_c d_p/\sigma_c$ și $We_c = w_r^2 \rho_c d_p/\sigma_c$, unde w_a este viteza curentului transversal de aer, iar w_r, viteza de rotație a combustibilului în jet.

Similitudinea evaporării combustibilului. Intensitatea vaporizării combustibilului pulverizat din jet se poate exprima în funcție de fluxul specific convectiv de masă, prin evaporare de la suprafață unei picături [7] :

$$\frac{\dot{m}}{\lambda_{av} d_d C_{pav}} \sim \frac{B}{1+B}\,Re_d^{0{,}5}, \tag{8}$$

unde :

B este cifra de transfer, $B = C_{pav}(T_a - T_{ds})/h_s$,
Re_d — criteriul Re calculat cu viteza instantanee și diametrul picăturii și vîscozitatea aerului ;
C_{pav}, λ_{av} — căldura specifică și respectiv coeficientul de conductibilitate termică a amestecului aer-vapori ;
T_c, T_{ds} — temperatura aerului și respectiv a picăturii la suprafață ;
h_s — entalpia de vaporizare.

CONCLUZII

Pe baza considerațiilor prezentate, similitudinea proceselor amestecării din motorul diesel și o instalație de modelare pretinde egalitatea criteriilor Sr_{pe}, We_p, We_a, We_c, Re_d, a complexului J, a cifrei B și a simplexului ρ. Întrucît We_a și J se calculează pe baza vitezei aerului, repartizată la motor după o anumită lege în funcție de raza camerei, egalitatea acestor criterii implică și similitudinea cîmpurilor de viteze ale fluidului în care se face injecția.

De asemenea, în condițiile generale, cînd densitățile fluidelor injectat (principal) și ambiant (secundar) din motor și model sînt diferite, diametrele echivalente ale orificiilor de injecție trebuie să prezinte similitudinea geometrică, potrivit relației de definiție, de unde derivă relația dintre scări :

$$K_l = \frac{d_{peM}}{p_{peP}} = \frac{(d_p\sqrt{\rho_c/\rho_a})_M}{(d_p\sqrt{\rho_c/\rho_a})_P}, \text{ sau}$$

$$K_{d_p} = K_l \sqrt{\frac{K_{\rho_a}}{K_{\rho_c}}}, \tag{9}$$

unde K în general reprezintă scara, iar indicii l, d_p, ρ_a, ρ_c, se referă la lungimi în general, diametrul orificiului, densitatea aerului și respectiv a combustibilului.

Egalitatea criteriilor de similitudine pentru model și motor definește celelalte relații între scări*) :

$$Sr_{pe} = \text{const.} : \frac{K_{w_p} K_t}{K_{d_{pe}}} = \frac{K_{w_p} K_t}{K_{d_p}} \sqrt{\frac{K_{\rho_a}}{K_{\rho_c}}} = 1, \tag{10}$$

$$J = \text{const.} : \frac{K_{\rho_a} K_{w_a}^2}{K_{\rho_c} K_{w_p}^2} = 1, \tag{11}$$

$$We_p = \text{const.} : \frac{K_{w_p}^2 K_{\rho_c} K_{d_p}}{K_{\sigma_c}} = 1, \tag{12}$$

*) Indicii se referă la : w_p — viteza la pulverizator; w_a — viteza aerului; t — timpul; σ_c — tensiunea superficială a fluidului injectat; ν — vîscozitatea cinematică; c_p — căldura specifică; $\Delta\theta$ — diferența de temperatură fluid ambiant — suprafața de evaporare; h — entalpie.

$$\rho = \text{const.} : \frac{K_{\rho_c}}{K_{\rho_a}} = 1, \quad (13)$$

$$We_a = \text{const.} : \frac{K_{w_a}^2 K_{\rho_c} K_{d_p}}{K_{\sigma_c}} = 1, \quad (14)$$

$$We_c = \text{const.} : \frac{K_{w_c}^2 K_{\rho_c} K_{d_p}}{K_{\sigma_c}} = 1 \quad (15)$$

$$Re_l = \text{const.} : \frac{K_w K_l}{K_\nu} = 1^*), \quad (16)$$

$$B = \text{const.} : \frac{K_{c_p} K_{\Delta\theta}}{K_h} = 1, \quad (17)$$

Din egalitățile (13) și (11) rezultă :

$$K_{\rho_c} = K_{\rho_a} = K_\rho \quad \text{și} \quad K_{w_a} = K_{w_c} = K_w \quad (18)$$

Respectarea acestor condiții introduce restricții importante în realizarea instalației de modelare. Pentru simularea proceselor de pulverizare și vaporizare, fluidul injectat (principal) este evident un lichid, iar fluidul ambiant (secundar) un gaz ; la un motor $\rho_c/\rho_a = 60 \ldots 70$, astfel că respectarea condiției $K_{\rho_c} = K_{\rho_a}$ impune în general funcționarea instalației de modelare cu un gaz sub presiune. Complicațiile constructive corespunzătoare sînt sporite în continuare de condiția realizării unui cîmp de viteze similar aceluia din motor, și la nivele în general ridicate ale vitezelor, potrivit condiției $K_{w_a} = K_{w_c}$. În fine, condiția (17) conduce normal la necesitatea încălzirii fluidului secundar. Instalația de modelare funcționînd cu fluidul secundar comprimat și încălzit, precum și animat de viteze ridicate, va fi de tipul unei bombe experimentale relativ complicate sau chiar a unui motor model, prevăzute prealabil și cu posibilitatea de acces optic în spațiul cercetat.

Instalația de modelare se simplifică substanțial dacă cercetarea prin modelare se limitează la o parte din procesele menționate.

Spre exemplu, dacă nu se iau în considerare procesele de pulverizare și vaporizare, legea modelului se reduce la sistemul format din relațiile (7), (8) și (9). Prin dispariția condițiilor (18) devine posibil să se opereze cu mai multe combinații de fluide, de tipul lichid (principal) — gaz (secundar), gaz (principal) — gaz (secundar) sau lichid (principal) — lichid (secundar) ; instalația poate funcționa cu o mică suprapresiune, sau chiar la presiune atmosferică ; în fine, vitezele fluidului secundar pot fi reduse față de motor.

Această alternativă a fost adoptată în această lucrare. Din considerente de simplitate, s-a preferat funcționarea instalației cu aer la presiune și temperatura ambiantă ($K_{\rho_a} \approx 0{,}1$), în care se injectează motorină ($K_{\rho_c} = 1$). Alegînd $K_l = 3$ și $K_{w_a} = 1{,}33$, au rezultat $K_{w_c} = 0{,}40$, $K_t \approx 7{,}5$, $K_{d_p} = 0{,}95$.

*) S-a presupus că se îndeplinesc condițiile similitudinii geometrice a picăturilor (relațiile 12 ... 16)

Construcția instalației de modelare

Instalația de modelare a fost concepută cu curgere a aerului în regim staționar. Combustibilul este injectat printr-un injector de construcție standard, după raza unei camere semicilindrice care modelează camera de ardere de tip cupă, din capul pistonului unui motor diesel rapid. Camera este delimitată de doi pereți plani transparenți, realizați din plexiglas. Peretele cilindric al camerei este executat tot din plexiglas, realizîndu-se astfel posibilitatea cercetării optice spațiale a jetului de combustibil (fig. 1).

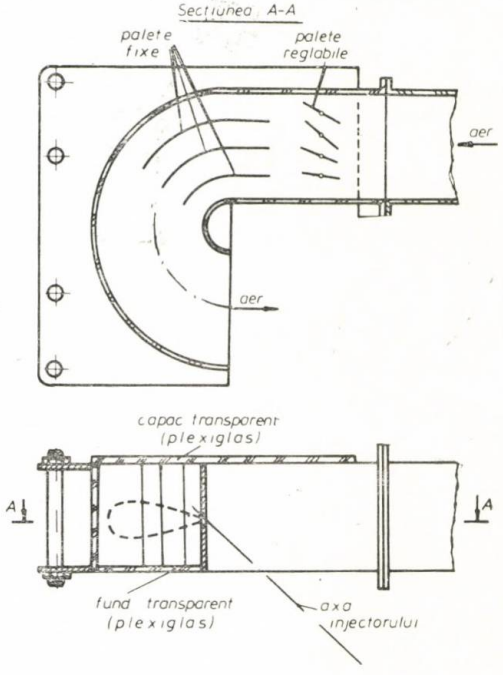


Fig. 1

Pentru obținerea unui cîmp de viteze ale aerului în zona jetului de combustibil, similar aceluia din motorul real, au fost considerate patru soluții constructive de control al distribuției de viteze în fața intrării în camera semicilindrică : sertar (fig. 2,1), palete cu înclinare reglabilă (fig. 2,2), palete fixe (fig. 2,3) și clapetă (fig. 2,4). Soluția preferată în final re-

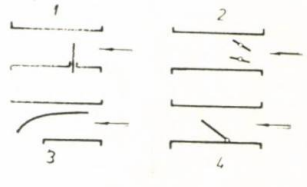


Fig. 2

prezintă o combinație între două soluții și comportă 4 palete fixe și 4 palete reglabile, plasate la o distanță de asemenea reglabilă față de primele (fig. 1). Poziționarea optimă a paletelor s-a stabilit prin încercări, urmărindu-se obținerea unei distribuții liniare a vitezelor, tipică pentru marea majoritate a motoarelor diesel cu curent organizat de aer. Măsurarea vitezelor locale s-a efectuat cu tub Pitot, de construcție miniaturizată, fixat în peretele superior al camerei model ; sistemul de fixare, cu culisă și articulație (fig. 3), permite

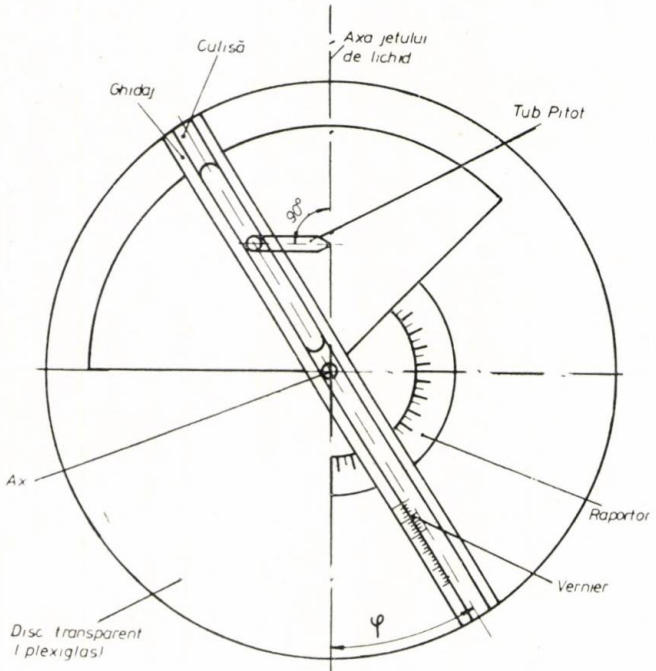


Fig. 3

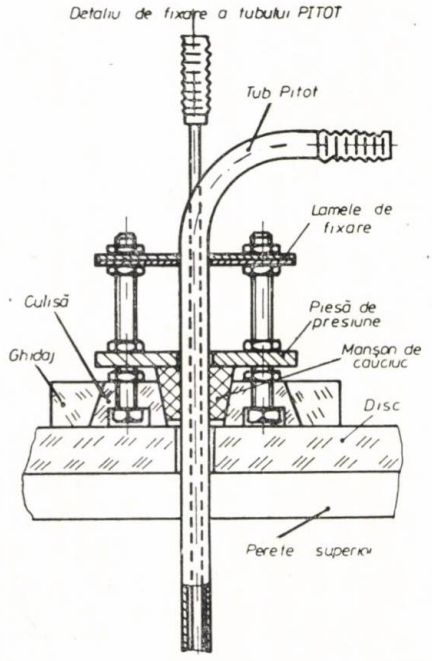


Fig. 3 *a*

plasarea tubului în punctele de interes din cameră, precum și orientarea corectă a tubului în raport cu vectorul viteză cercetat. Încercările efectuate au demonstrat posibilitatea realizării unor tipuri variate de legi de distribuție a vitezelor (fig. 4) ; legea de distribuție coresp

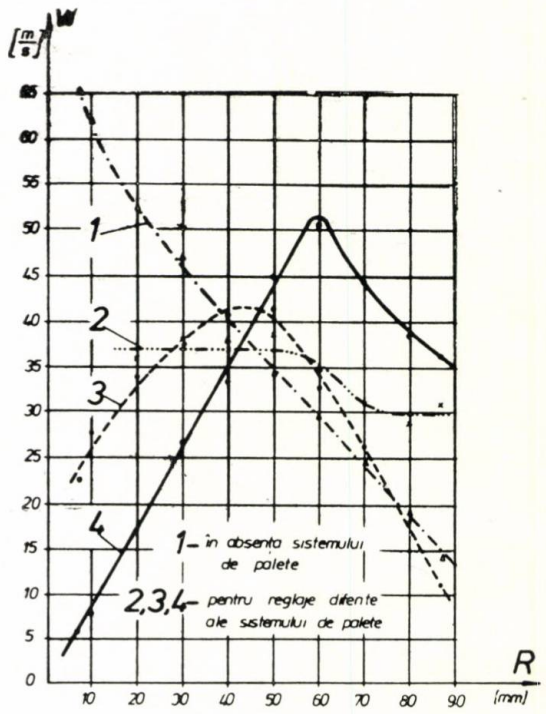


Fig. 4

punzătoare unui anumit reglaj al paletelor nu depinde de nivelul vitezelor (fig. 5).

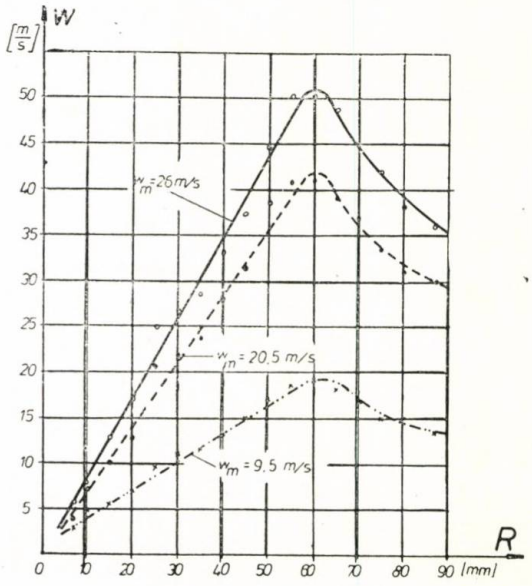


Fig. 5

Metodica de cercetare

Pentru cercetarea experimentală a cinematicii jetului de combustibil, se foosește în mod curent tehnica filmării rapide. În absența unui aparat de filmare cu frecvență suficient de mare a cadrelor, autorii au dezvoltat o tehnică experimentală, bazată pe fotografierea simplă cu aparat obișnuit, a jetului, asociată unui sistem de iluminare cu lampă stroboscopică, declanșată cu întîrziere controlată, reglabilă, față de începutul injecției.

Acest principiu a fost aplicat în două variante distincte de comandă a mono-injecției combustibilului.

În prima variantă, s-a prevăzut o pompă de injecție acționată manual. Pompa este de tipul cu acumulator mecanic, cursa activă efectuîndu-se prin destinderea declanșată mecanic, a unui resort pretensionat ; se asigură astfel condiții invariabile pentru cursa de refulare, independente de condițiile antrenării manuale. Axul pompei antrenează un dispozitiv ruptor, rezultat prin adaptarea unui ruptor-distribuitor standard din instalația de aprindere a unui motor. La atingerea contactelor ruptorului, se închide circuitul de comandă al lămpii stroboscopice (fig. 6). Întreaga instalație funcționează într-o cameră obscură. Obturatorul aparatului fotografic se menține deschis pe întreaga durată a injecției, fotoînregistrarea obținîndu-se în intervalul de circa 10 μs, în care ilumineză lampa stroboscopică. Pentru înregistrarea unui alt moment al evoluției jetului, se modifică momentul declanșării lămpii, prin rotirea convenabilă a corpului ruptorului.

O problemă suplimentară, considerată la realizarea instalației, a constat în măsurarea defazajului dintre începutul injecției și momentul fotoînregistrării jetului. Soluția adoptată se bazează pe utilizarea bazei proprii de timp a unui osciloscop pentru vizualizarea și măsurarea defazajului. Întrucît este necesar, în orice caz, să se înregistreze presiunea de injecție pentru verificarea respectării condițiilor de similitudine, s-a utilizat semnalul obținut de la traductorul de presiune montat la injector și pentru înregistrarea originii fixe a timpului ; cînd semnalul de presiune atinge un anumit nivel, imediat după începutul injecției, se declanșează baza de timp a osciloscopului. Momentul declanșării lămpii stroboscopice, cînd se face înregistrarea jetului, este marcat pe ecranul osciloscopului de un semnal comandat de o fotodiodă plasată sub lampa stroboscopică (fig. 6).

În a doua variantă studiată, instalația a fost prevăzută cu o pompă de injecție uzuală, de tipul cu piston sertar, montată pentru an-

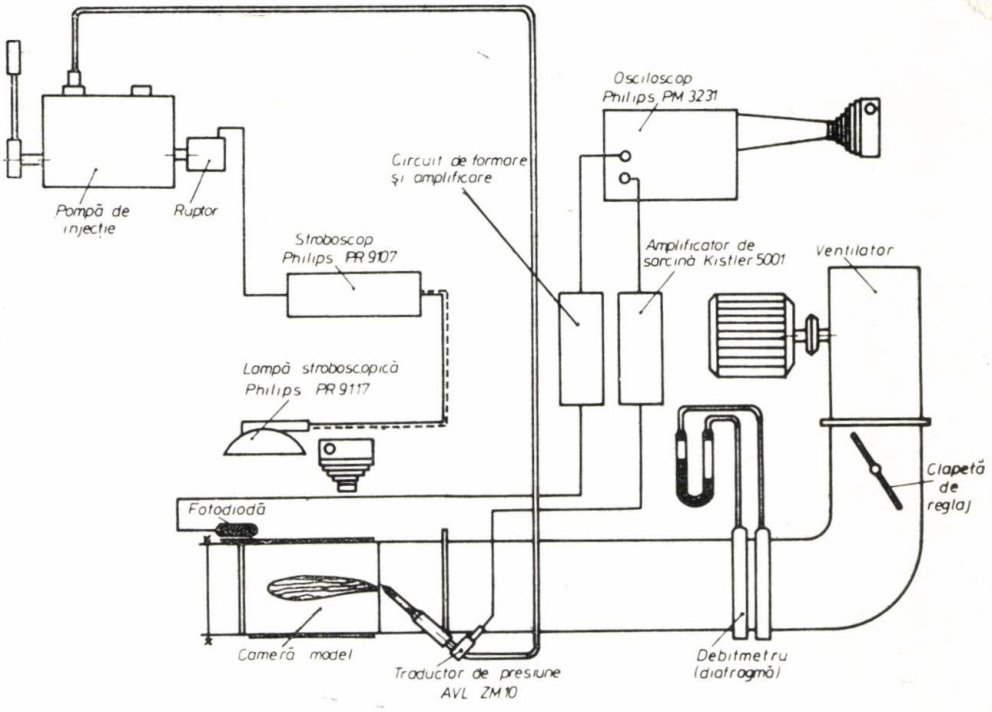


Fig. 6

trenarea la un stand de centicubat. În vederea realizării unei mono-injecții, s-a prevăzut un sertar-obturator în fața pulverizatorului, acționat de un element de execuție (electromagnet) (fig. 7).

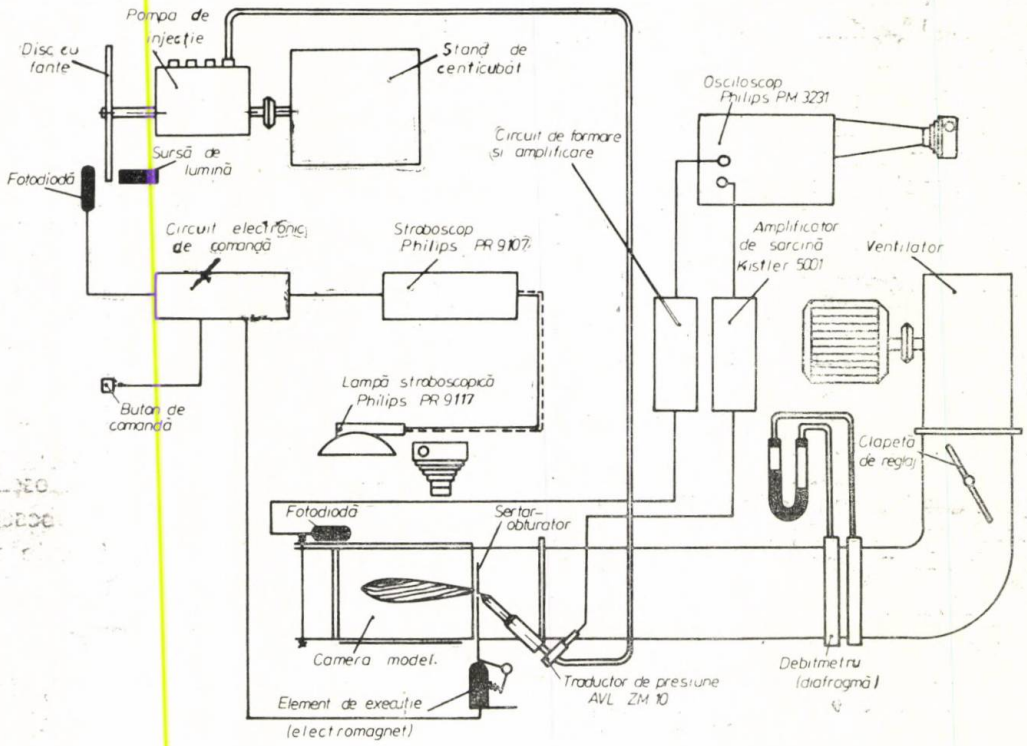


Fig. 7

Un circuit electronic îndeplinește următoarele funcțiuni :

a) comandă printr-un impuls electromagnetul pentru declanșarea mono-injecției ;

b) comandă printr-un impuls stroboscopul.

Circuitul cuprinde un traductor, un amplificator formator, un circuit logic de comandă și un circuit de temporizare (fig. 8). Traductorul utilizat este de tip fotoelectric, cu disc cu fante, antrenat de axul pompei de injecție și intercalat între sursa luminoasă și o fotodiodă **DF 1** ; traductorul realizează blocarea tranzistorului $\mathbf{T}_1$ la fiecare rotație a axului pompei, cînd fanta discului se înscrie pe drumul optic dintre sursă și fotodiodă (fig. 9 a). Circuitul amplificator-formator determină formarea unor impulsuri dreptunghiulare cu amplitudinea de 5 V la ieșirea din tranzistorul $\mathbf{T}_1$ (tensiunea u_A, în fig. 9 b).

Circuitul logic de comandă este realizat cu ajutorul unui circuit integrat de tipul CDB 473 E (circuitul bistabil dublu „JK master-slave"), care asigură comanda mono-injecției și a lămpii stroboscopice de la butonul $\mathbf{B}_1$. La apăsarea butonului $\mathbf{B}_1$, intrările „Clear" sînt puse la masă și cele două ieșiri $\overline{\mathbf{Q}}$ ale circuitului sînt aduse la starea logică 1, care este

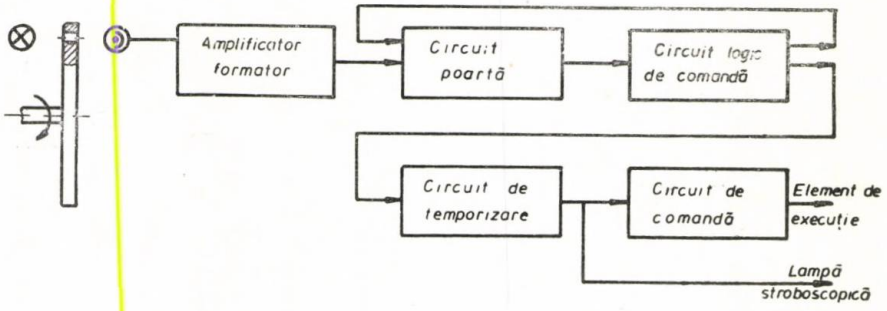


Fig. 8

aplicată pe o intrare a circuitului poartă. În consecință poarta este deschisă, permițînd trecerea semnalelor rezultate la ieșirea circuitului amplificator-formator și aplicarea lor pe intrarea de tact (clock) **C** a circuitului bistabil (tensiunea u_C). Pe frontul descrescător al primului impuls aplicat în **C** are loc basculareа circuitului (tensiunea u_D). Al doilea impuls determină o nouă basculare, rezultînd semnalul logic **O** la ieșirea $\overline{\mathbf{Q}}$ a circuitului ; ca urmare se închide poarta și următoarele impulsuri nu

mai provoacă nici o modificare în starea circuitului. S-a obținut astfel la ieșirea din **D** un singur impuls (tensiunea u_D), de durată egală cu a unei rotații complete a discului traducmea este definită de relația $T = 0{,}69\ C_1R_6$). Se obține astfel o întîrziere reglabilă la declanșarea lămpii stroboscopice (egală cu T). Totodată se asigură un impuls de durată co-

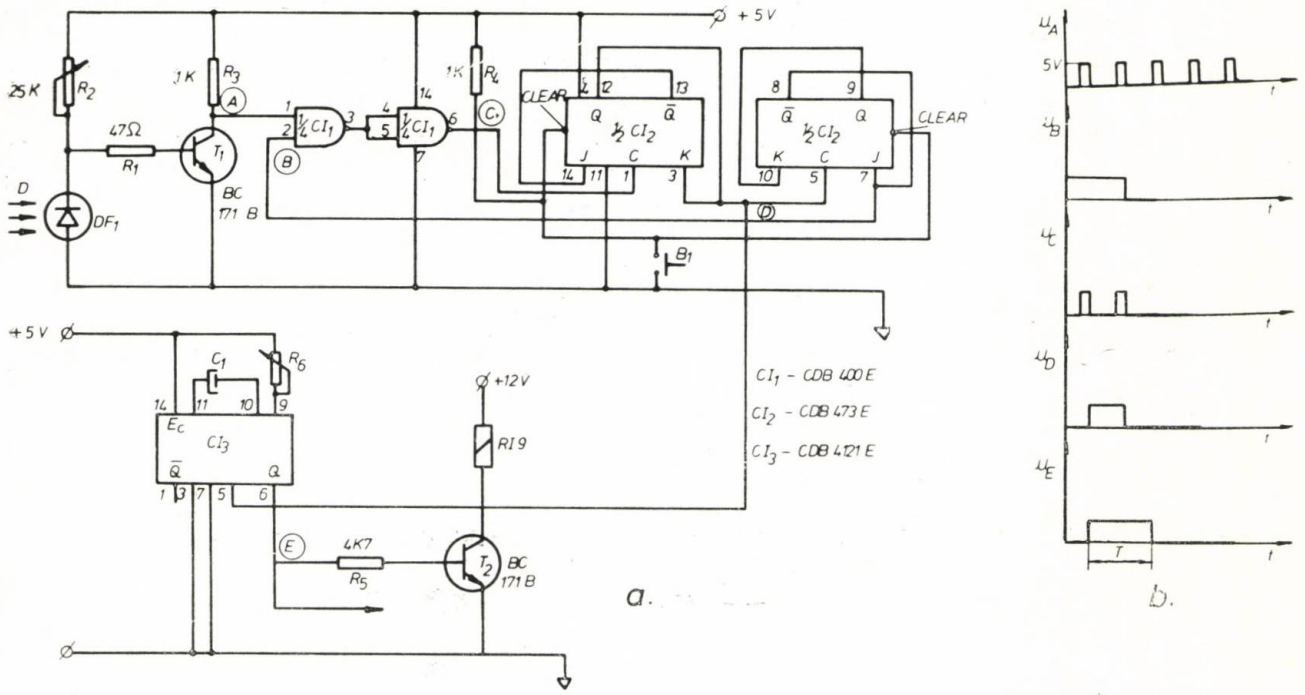


Fig. 9

torului. Circuitul trebuie readus în starea inițială, printr-o nouă acționare a butonului $\mathbf{B}_1$, pentru a putea primi o nouă comandă.

Circuitul de temporizare, realizat cu circuitul integrat CDB 4121, furnizează un impuls (tensiunea u_E) avînd frontul anterior determinat de impulsul de comandă u_D și lățimea reglabilă prin intermediul rezistenței $\mathbf{R}_6$ (lăți-

Fig. 10 *a*

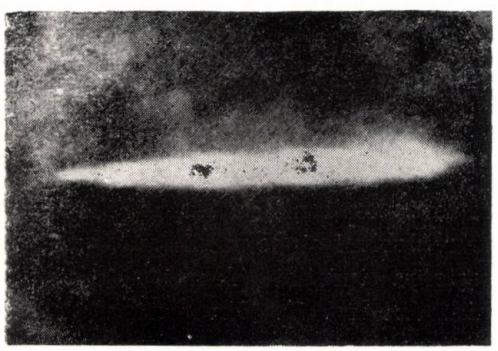


Fig. 10 *b*

respunzătoare pentru comanda elementului de execuție (releul **RI 9**) la turații ridicate. În fine, circuitul de comandă a elementului de execuție este reprezentat prin tranzistorul $\mathbf{T}_2$ (BC 171 B), cu rezistența $\mathbf{R}_5$.

Ca și în cazul primei scheme, întîrzierea la apariția impulsului luminos al lămpii față de impulsul de comandă al mono-injecției se măsoară cu ajutorul osciloscopului : pe un canal se vizualizează impulsul de comandă (utilizat și pentru declanșarea bazei de timp), iar pe al doilea canal impulsul primit de la un al doilea traductor fotoelectric, comandat de impulsul luminos al lămpii stroboscopice.

În figura 10 se prezintă două exemple de fotoînregistrări ale jetului, obținute cu prima variantă de instalație :

a) pentru cazul $\overline{w_a} = 0$;

b) pentru cazul $\overline{w_a} = 20{,}5$ m/s.

Concluzii

1. Se prezintă o metodă de cercetare a proceselor formării amestecului din motorul diesel rapid, cu injecție directă. Studiul pe model poate deveni un instrument util pentru definirea domeniului favorabil, în care trebuie să se înscrie parametrii ce controlează procesele formării amestecului, în faza de punere la punct sau dezvoltare a unui motor.

2. Condițiile de similitudine au fost stabilite cu considerarea celor mai recente cunoștințe asupra principalelor procese implicate. Corelația existentă între

motor și instalația de modelare pretinde, în continuare, o verificare experimentală atentă.

3. S-a urmărit dezvoltarea unei tehnici optice de cercetare a cinematicii jetului, care înlocuiește cinematografierea rapidă prin simpla fotografiere, asociată iluminării cu lampă stroboscopică declanșată cu întîrziere controlată, reglabilă. Primele rezultate obținute sînt încurajatoare.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Lustgarten, G.:* M.T.Z., 35 (1974), No. 9.

[2] *Morris, C.J., Dent, J.C.:* Proc. I. Mech. E. 1976, Vol. 190, 47/76.

[3] *Hay, N., Jones, P.L.:* S.A.E. Paper No. 720776, 1972.

[4] *Lîșevschi, A.S.:* Raspîlivanie topliva v sudovîh dizeliah. Leningrad, Izd. Sudostroienie, 1971.

[5] *Thring, M.W., Newby, M.P.:* 4 th Intern. Symposium on Combustion, Cambridge, Mass., 1959.

[6] *Chiu, W.S., Shahed, S.M., Lyn, W.T.:* S.A.E. Paper No. 760128, 1976.

[7] *Natarajan, R., Brzustowschi, T.S.:* Combustion Science and Tehnology, vol. 2, 1980.

CZ : 621.436:621.65

Unele probleme privind funcționarea pompelor de injecție cu distribuitor rotativ la motoare de turație foarte înaltă

Conf. dr. ing. Andrei **MANOLE**, șef lucr. ing. Constantin **SILVESTRU**, conf. dr. ing. Dinu **TARAZA**, șef lucr. dr. ing. Andrei **BELEI**, șef lucr. ing. Șerban **MINCULESCU**, asist. ing. Dumitru **NEDELCU** — Institutul Politehnic București

Introducere

Unul din aspectele esențiale în realizarea unui motor diesel de autoturism îl constituie echipamentul de injecție care trebuie să satisfacă trei cerințe fundamentale :

— posibilitatea de funcționare de durată la regimuri de turație ridicată ;

— o caracteristică de debit a pompei, care să conducă la o alură convenabilă pentru tracțiune a variației momentului motor pe tot domeniul turațiilor utilizate ;

— realizarea unor legi de injecție acordate cu arhitectura camerei de ardere, care să asigure performanțe energetice corespunzătoare.

În ceea ce privește posibilitatea de funcționare la turații ridicate (pînă la 2500—3000 rot/min, la arborele pompei de injecție), singurele tipuri constructive capabile de astfel de performanțe sînt pompele de injecție cu distribuitor rotativ. Avînd în vedere că la noi în țară se găsește în fabricație de serie pompa tip DPA, cercetările au fost orientate în vederea stabilirii modificărilor necesare la acest tip de pompă pentru a răspunde cerințelor menționate.

Pornind de la principiul de funcționare al pompei DPA [2], se apreciază că alura caracteristicii de debit este controlată de fenomenele din compartimentul de joasă presiune, în timp ce legea de injecție depinde, în principal, de cele din partea de înaltă presiune a echipamentului.

Variația debitului ciclic mediu cu turația, pentru o poziție dată a sertarului de laminare [1], depinde de modificarea corespunzătoare a presiunii de transfer, care este controlată la rîndul ei de supapa de reglare (fig. 1). La pom-

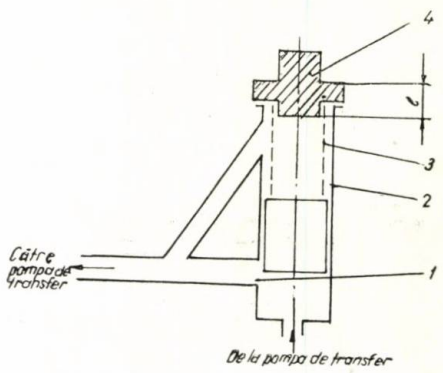


Fig. 1 Dispozitivul pentru măsurarea debitului ciclic.

pele existente, care lucrează pînă la circa 1400 rot/min, secțiunea orificiului de retur **1** crește odată cu turația, orificiul fiind complet descoperit la turația maximă. Atîta timp cît creșterea presiunii de transfer p_{tr} este frînată de creșterea secțiunii de trecere S a orificiului de retur, debitul ciclic mediu Q_{cicl} scade odată cu creșterea turației (domeniul pînă la 1400 rot/min, din fig. 2). Din momentul depășirii acestei turații, deplasarea în continuare a pistonului **5** nu mai modifică secțiunea orificiu-

lui, fapt care determină o creștere mai rapidă cu turația a presiunii de transfer.

Ca urmare a acestui fapt tendința de scădere a debitului ciclic mediu se modifică putîndu-se ajunge chiar la o creștere a acestuia cu turația (linia plină în figura 2).

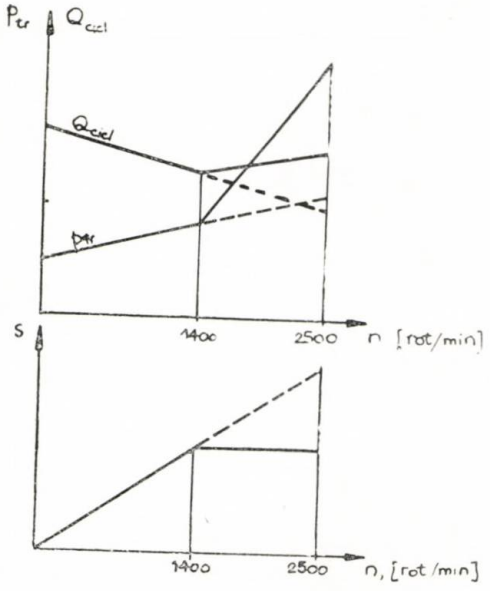


Fig. 2 Schema standului de presiune constantă pentru etalonarea dispozitivului de determinare a legii de injecție.

Pentru a modifica alura de variație a caracteristicii de debit a pompei de injecție, în concordanță cu cerințele motorului, este necesar ca să se prelungească acțiunea de frînare a creșterii presiunii de transfer, pe tot domeniul de variație a turației (linia întreruptă în fig. 2).

Acest efect poate fi realizat prin modificarea geometriei orificiului de retur și a caracteristicii elastice a arcului (poz. 3 în fig. 1).

În ceea ce privește alura legilor de injecție, aceasta poate fi influențată prin profilul camei de acționare, dimensiunile elementelor de pompare, diametrul rolei de atac și caracteristicile geometrice, elastice și masice ale traseului de înaltă presiune a echipamentului de injecție.

Baza experimentală

Pentru cercetarea experimentală s-a amenajat un stand de încercat pompe de injecție, s-a realizat un stand de presiune constantă și s-au construit o serie de dispozitive auxiliare.

Standul de încercat pompe de injecție este de tip MIRKOZ MD-12, pentru pompe de turație pînă la 2500 rot/min. La încercarea pompelor s-a avut în vedere menținerea condițiilor de funcționare de pe motor. Datorită construcției compacte a motorului, lungimea conductelor de înaltă presiune este relativ redusă (450 mm). Această împrejurare a făcut imposibilă utilizarea dispozitivului standului pentru măsurarea debitului, din cauza distanței prea mari la care este amplasat, în raport cu pompa de injecție. În această situație a fost necesară realizarea unui alt dispozitiv pentru determinarea debitului ciclic. Acest dispozitiv a fost conceput cu patru elemenți și montat transversal pe ghidajele standului în fața capului hidraulic al pompei (fig. 3). Comanda dispozitivului s-a realizat mecanic, printr-un sistem de pîrghii de la dispozitivul standului.

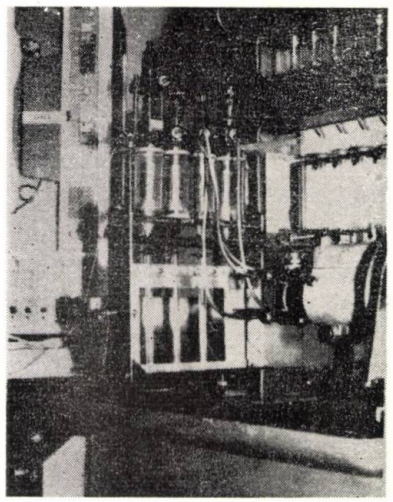


Fig. 3 Standul de presiune constantă pentru etalonarea dispozitivului de determinare a legii de injecție.

De asemenea, ținînd seama că motorul este echipat cu o pompă de alimentare cu membrană care realizează o diferență de presiune de 0,5—0,6 at, s-a reglat instalația de alimentare a bancului pentru această valoare a presiunii.

Legea de injecție a fost determinată prin metoda camerei de acumulare plasată în avalul injectorului.

Standul de presiune constantă este folosit pentru stabilirea coeficientului de debit al duzelor dispozitivului de determinare a legii de injecție prin metoda menționată. Standul (fig. 4) cuprinde rezervorul **1**, din care o electropompă **3** în două trepte aspiră combustibil prin filtrul **2** și îl refulează sub presiune în vasul **4**. De aici combustibilul străbate dispozitivul **5**, care conține duza al cărei coeficient de debit trebuie determinat și, mai departe, este returnat la rezervor sau în vasul de măsură **7**, în funcție de poziția robinetului cu trei căi **6**, acționat electric. Presiunea este menți-

nută la un anumit nivel constant în vasul **4**, cu ajutorul unui robinet de laminare **11** și măsurată cu manometrul **13**. Aerisirea instalației se face prin ventilul **12**. Menținerea constantă a temperaturii combustibilului este realizată

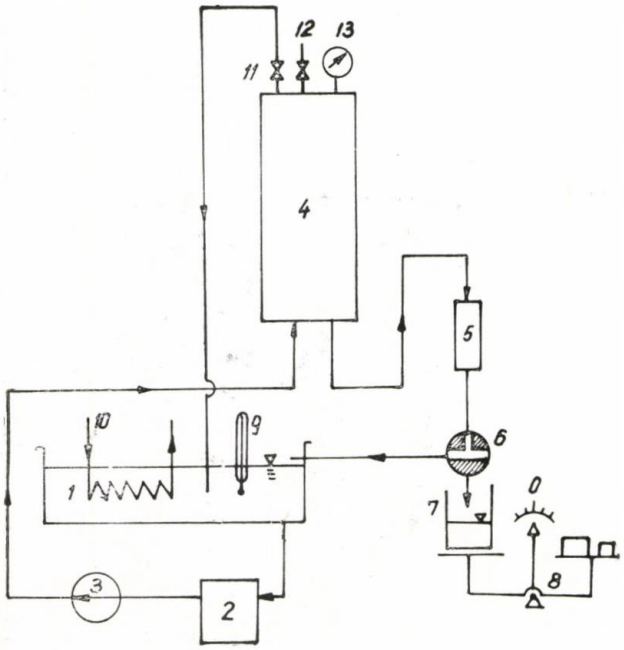


Fig. 4 Dispozitivul pentru determinarea legii de injecție.

cu ajutorul circuitului de apă **10**, iar măsurarea temperaturii, cu termometrul **9**. Balanța **8** permite măsurarea masei de combustibil debitat în vasul **7**, într-un anumit timp. În figura 5 este prezentată o vedere de ansamblu a standului de presiune constantă.

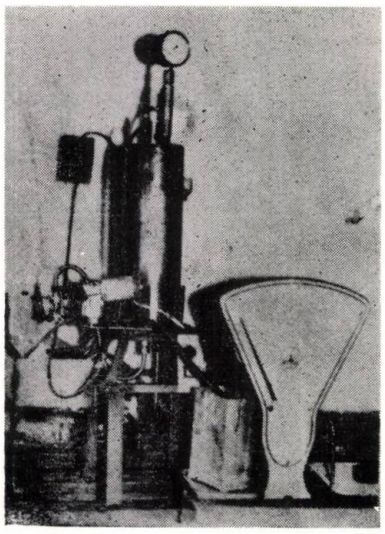


Fig. 5 Dispozitivul de trigherare.
a) vedere generală ; b) schema electronică.

Dispozitivul pentru determinarea legii de injecție [3] este prezentat în figura 6. Injectorul **5** este presat pe corpul **1** al dispozitivului, cu ajutorul plăcilor **6** strînse cu doi tiranți și etanșat cu garnitură de cupru **10**. În corpul **6** este prelucrat canalul **8** al traductorului de presiune **7**, care comunică cu camera de acumulare **9**. Camera este astfel concepută încît volumul ei să fie foarte mic. Duza **2** este montată în corpul dispozitivului cu ajutorul niplu-

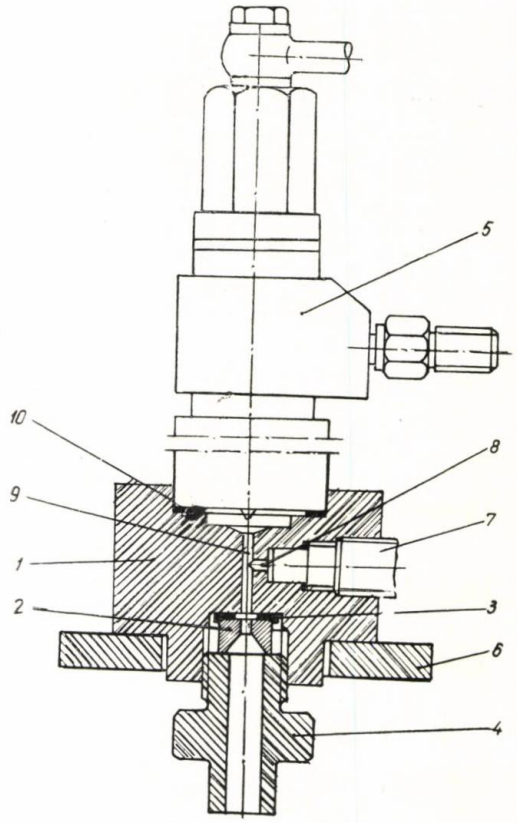


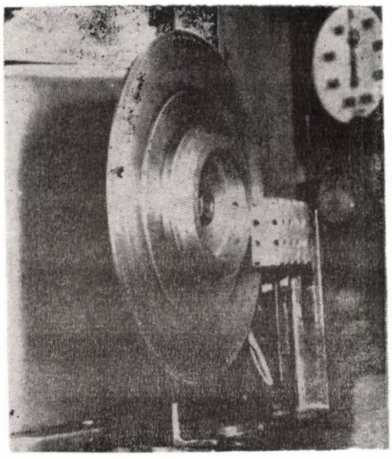
Fig. 6 Schema-bloc a aparaturii de înregistrare a datelor.

lui **4** și etanșată cu garnitura de cupru **3**. Astfel ea poate fi schimbată pentru a modifica secțiunea de curgere. Au fost construite duze cu diametrele : 1,0 ; 0,9 ; 0,8 ; 0,7 ; 0,6 ; 0,44 și 0,41 mm.

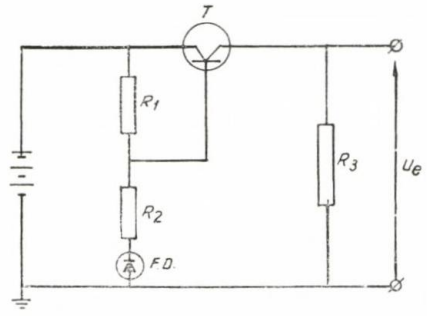
Dispozitivul de trigherare. Schema și vederea de ansamblu a dispozitivului de trigherare sînt prezentate în figura 7. Dispozitivul cuprinde un disc montat pe arborele standului, prevăzut cu un orificiu care la trecerea prin dreptul unei fotodiode lasă fluxul luminos produs de un bec alimentat la tensiunea de 12 V să provoace o tensiune, care apoi este amplificată. Poziția unghiulară a discului poate fi modificată în raport cu arborele standului, astfel ca semnalul de trigherare să se declan-

şeze cu numai cîteva grade de rotaţie a arborelui pompei, înainte de începerea procesului de injecţie.

Înregistrarea şi achiziţionarea datelor. Înregistrarea datelor se face cu ajutorul unui



a



b

Fig. 7 Schema-bloc a aparaturii de achiziţie a datelor.

înregistrator magnetic TESLA, tip EAM 500 cu 14 canale şi cu viteza maximă a benzii de 76,2 cm/s. Aparatura de măsură şi înregistrare este dispusă conform schemei-bloc din figura 8. Se folosesc două canale pentru înregistrare şi anume unul pentru înregistrarea presiunii în camera de acumulare şi altul pentru înregistrarea semnalului de trigherare. Presiunea din camera de acumulare este măsurată cu traductorul **1**, de tip Kistler 601 A. Semnalul trece prin amplificatorul **2**, de tip Kistler 5001, după care este înregistrat de înregistratorul magnetic **3**. Semnalul de trigherare soseşte la înregistrator de la traductorul fotoelectric **4**, prevăzut cu amplificator. Osciloscopul **4**, de tip Tektronix 561 B, cu patru canale, serveşte la verificarea înregistrărilor prin vizualizarea semnalelor de intrare şi ieşire din înregistratorul magnetic.

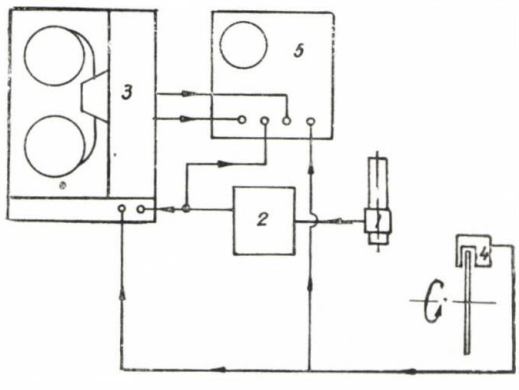


Fig. 8 Standul de încercat pompe de injecţie, instrumentat.

Frecvenţa purtătoare a înregistratorului variază de la 1687,5 Hz pentru viteza benzii 4,75 cm/s, pînă la 27 000 Hz pentru 76,2 cm/s. Înregistrările s-au făcut la viteza de 19 cm/s, pentru turaţii sub 500 rot/min, 38,1 cm/s pentru turaţii de 500—1500 rot/min şi 76,2 cm/s pentru turaţii mai mari de 1500 rot/min. Semnalul de ieşire din amplificatorul Kistler este de maximum 10 V, iar semnalul de trigherare de 5,7 V. Întrucît nu pot fi înregistrate semnale ce depăşesc 1 V, ele au fost atenuate corespunzător prin divizoarele de tensiune ale înregistratorului.

Achiziţionarea datelor se face pe discul unui calculator CONTROL DATA, cu ajutorul unui convertor hibrid. Aparatura folosită este dispusă ca în schema-bloc din figura 9. Semnalul de trigherare care iese din înregistratorul **1**, declanşează prin interfaţa **2** procesele care duc la operaţia de achiziţie efectuată de calculatorul **3**. Semnalul traductorului este convertit de convertorul **4** în valori numerice şi înregistrat în fişiere organizate pe discul calculatorului. Ambele semnale de ieşire din în-

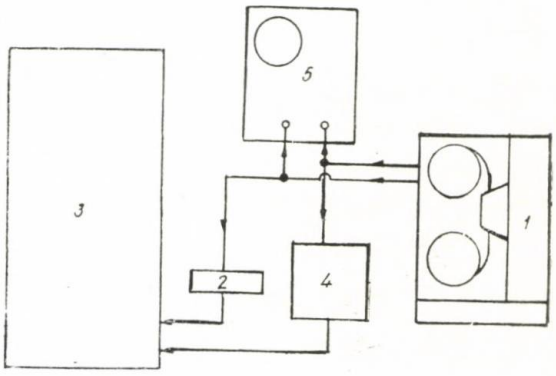


Fig. 9 Schema supapei de reglare a presiunii de transformare.

registrator sînt verificate prin vizualizare pe osciloscopul **5**.

Convertorul secționează semnalul analog în eșantioane de cîte 5 mV. Achiziția se face la intervale de 33,76 microsecunde. În figura 10

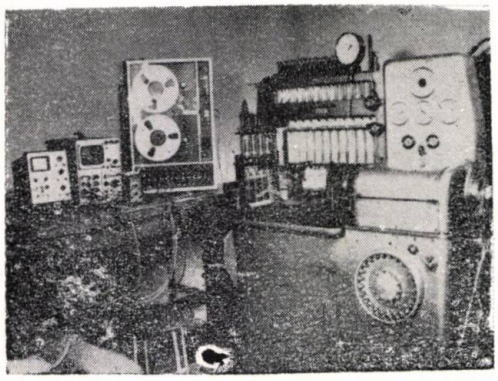


Fig. 10 Modificările constructive aduse cilindrului supapei de reglare.

este prezentată o vedere de ansamblu a standului de încercat pompe de injecție instrumentat.

Rezultatele experimentale

S-au investigat pentru fiecare variantă constructivă cinci regimuri de turație : 500, 1000, 1500, 2000, 2500 rot/min la fiecare trei regimuri de sarcină, inclusiv regimul de sarcină maximă.

Pentru atingerea deziderateloor menționate în introducere, s-au adus modificări construc-

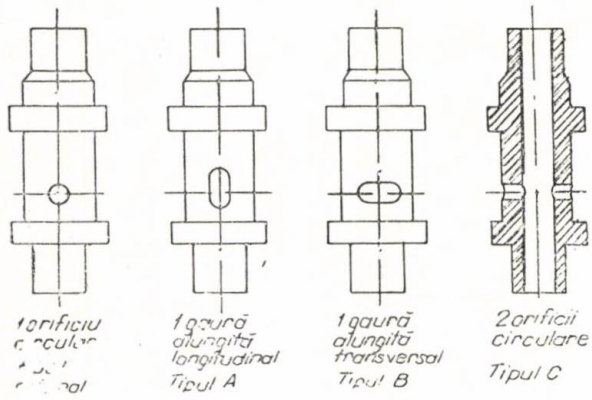


Fig. 11 Variația debitului ciclic mediu cu turația, la sarcină maximă.

tive la cîteva elemente ale supapei de reglare a presiunii de transfer (fig. 1) și anume :

— forma și dimensiunile orificiului de retur din corpul cilindrului **2** (fig. 11) ;

— caracteristicile arcului **3** (fig. 1) ;

— dimensiunea **1** a talerului arcului : 7 ; 8,6 ; 10,5 mm.

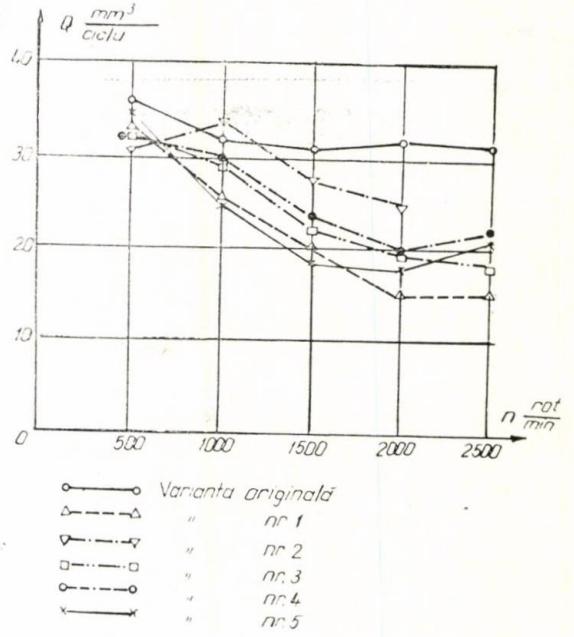


Fig. 12 Variația neuniformității debitării cu turația, la sarcină maximă.

În figura 12 este reprezentată variația debitului ciclic mediu cu turația (caracteristica

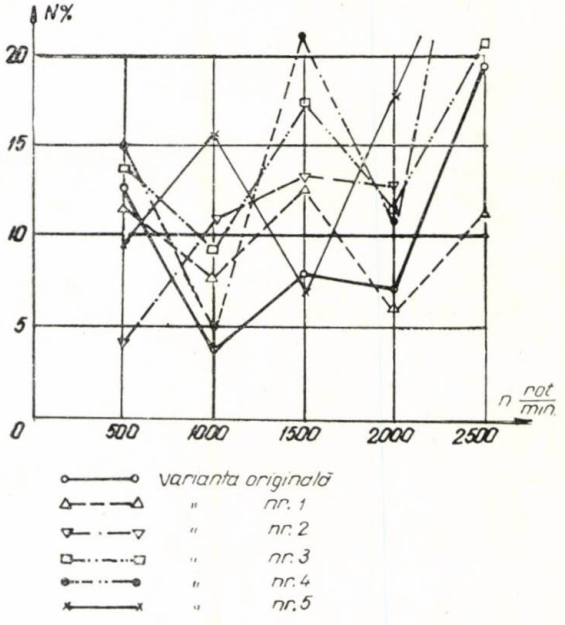


Fig. 13 Variația presiunii de transfer cu turația, la sarcină maximă.

de debit), iar în figura 13 variația neuniformității debitării cu turația, unde Q este debitul ciclic al unui injector.

Figura 14 prezintă variația presiunii de transfer cu turația.

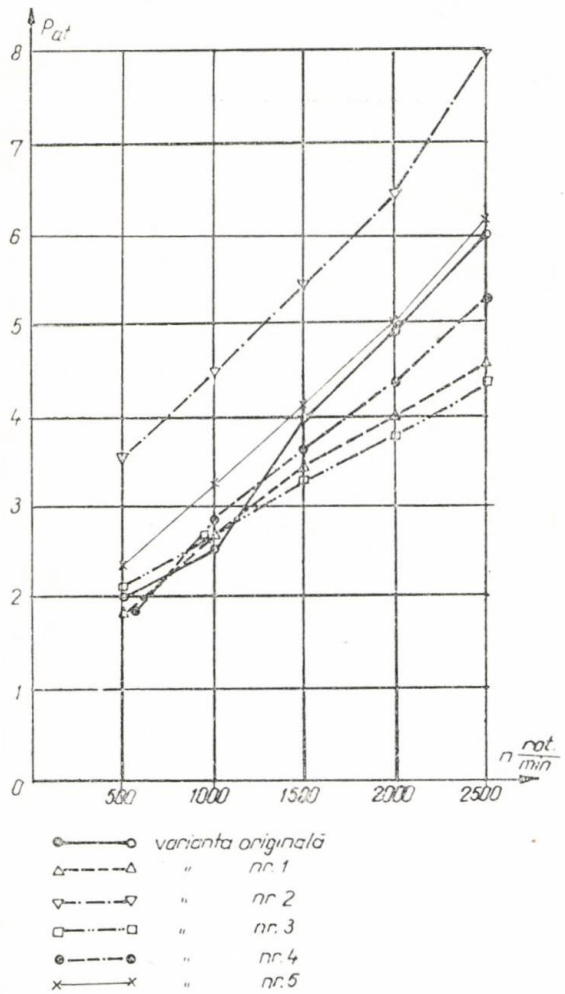


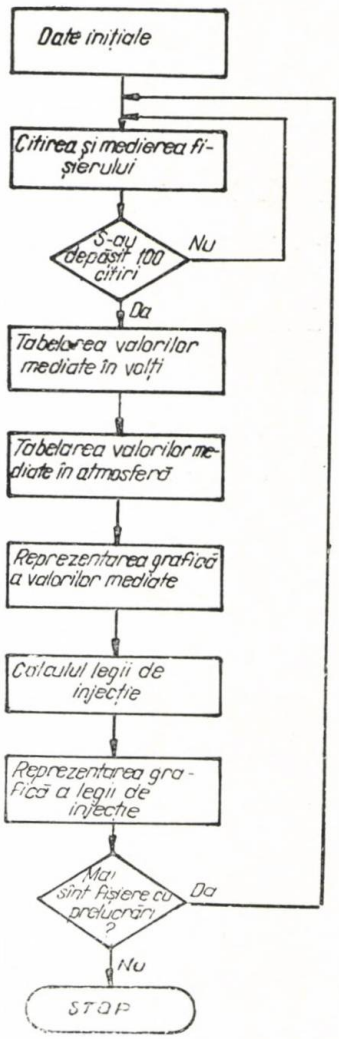
Fig. 14 Organizarea programului de calcul al legii de injecție.

Calculul legii de injecție s-a făcut cu calculatorul CONTROL DATA pe discul căruia au fost achiziționate datele. Organigrama programului de calcul este prezentată în figura 15. Ciclurile care corespund aceluiași regim de funcționare sînt înregistrate în același fișier. Programul citește aceste cicluri, le mediază astfel încît legea de injecție este calculată pentru un ciclu mediu. Valorile medii ale presiunii din camera de acumulare sînt tabelate în volți și apoi, conform scării de etalonare, în atmosfere.

În continuare este reprezentată grafic variația presiunii în camera de acumulare, în funcție de unghiul de rotație al arborelui pompei.

Programul calculează apoi debitul instantaneu în mm³/grad (legea de injecție diferențială) și volumul de combustibil injectat de la începutul injecției (legea de injecție integrală) în mm³.

Debitul ciclic rezultat concordă cu valorile determinate pe stand. Programul tabelează valorile legii de injecție și apoi le reprezintă grafic.



Concluzii

Lucrarea demonstrează posibilitatea de modificare a caracteristicii de debit a pompei de injecție cu distribuitor rotativ și pistoane opuse, prin modificări constructive aduse supapei de reglare de la pompa de transfer. După cum se constată din figura 12 pentru varianta originală a pompei, caracteristica de debit este coborîtoare pînă la turația de circa 1400 rot/min, pentru care a fost concepută pompa, după care, la turații mai mari — pînă la 2500 rot/min — debitul ciclic rămîne aproape constant. Acest lucru este explicabil deoarece, după deschiderea completă a orificiului 1 (fig. 1), secțiunile de curgere rămîn constante și presiunea de transfer crește mai repede. Realizarea unei caracteristici de debit coborîtoare pînă al 2500 rot/min se poate obține modificînd geometria acestui

orificiu și caracteristicile resortului, astfel încît secțiunea lui să crească pe întreg diapazonul de turații. În același timp, prin modificările aduse, s-a coborît nivelul presiunii de transfer maxime, pentru a asigura ținuta de serviciu corespunzătoare a pompei de transfer.

Neuniformitatea debitării, relativ ridicate mai ales la anumite turații, demonstrează sensibilitatea deosebită a acestui tip de pompă la diferențe mici de rezistență hidraulică a traseului de înaltă presiune, care reclamă adoptarea unor condiții foarte severe privind forma, geometria și execuția acestui traseu.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Manole, A.:* Contribuții la studiul fenomenelor dinamice din instalația de injecție. Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1973.

[2] *Doinaru, L.:* Aparatura de injecție pentru motoarele diesel, Editura Tehnică, București, 1973.

[3] *Fainleib, B.N., Golubkov, I.G., Klocev, L.A.:* Metodî ispîtanii i toplivnoi apparaturî avtotraktornîh dizelei Maşinostroenie, Moskva, 1965.

CZ : 662.6/8 :621.65

Cercetări experimentale privind influența toleranțelor de fabricație și geometriei elementului de refulare, asupra neuniformității debitului la pompele de injecție de mărime „A" *)

Șef lucr. dr. ing. Titi **TURCOIU** — I.N.M.T. București
Ing. Jan **BONCOI** — MEFIN Sinaia

Introducere

Funcționarea, cu performanțe energetice ridicate, a unui motor cu aprindere prin comprimare solicită o bună uniformitate a debitului de combustibil injectat, pentru toți cilindrii motorului. Neuniformitatea dozei de combustibil afectează performanțele energetice și de economicitate ale motorului [1], [3], determinînd totodată solicitări suplimentare ale arborelui cotit [2] și creșterea produșilor poluanți din gazele de evacuare [3].

În cazul sistemelor de injecție, la care pompa este de tipul cu elemenți individuali de pompare, neuniformitatea debitului de combustibil injectat se datorește, în principal, următoarelor cauze :

— toleranțelor de fabricație ale pieselor care compun elementul de refulare și pulverizatorul ;
— geometriei diferite a traseelor de înaltă presiune ;
— fenomenelor perturbatorii care se produc diferit pe traseele pompă — injector ;
— exploatării sistemului de injecție.

Deoarece injecția combustibilului trebuie făcută cu mare precizie, atît cantitativ cît și în timp, și la presiuni foarte ridicate, se impune ca toleranțele de fabricație (jocurile) dintre piesele în mișcare care se află în circuitul de pompare (cuplurile : bucșă — pistonaș, supapă de refulare — sediu, pulverizator — ac), să fie foarte mici (1—3 μm). Aceasta conduce la necesitatea execuției elementului de refulare, a supapei de refulare și a pulverizatorului, cu o precizie dintre cele mai ridicate, întîlnite în construcția de mașini.

Cuplurie de piese în mișcare se împerechează la montaj, în limitele toleranțelor de fabricație, lipsa interschimbabilității lor fiind o condiție esențială pentru o funcționare corectă și o uniformitate sporită. Împerecherea necorespunzătoare, pe aceeași secțiune de pompare, cît și montarea cuplurilor pe aceeași pompă, în limite largi ale toleranțelor de fabricație, fac ca în timpul funcționării sistemului de injecție să apară neuniformități care depășesc, cu mult, pe cele prescrise (25—55 % la turația de mers în gol).

Neuniformități introduse de toleranțele de fabricație ale elementului de refulare

Selectarea elementilor. Împerecherea necorespunzătoare a pistonașului cu bucșa elementului de refulare creează posibilitatea apariției, încă din această fază, a jocurilor foarte mari (elemenți largi) sau foarte mici (elemenți tari). Cuplurile vor etanșa diferit, iar — în funcționare — pierderile prin neetanșeități vor fi, de asemenea, diferite. În situația montării unor astfel de elemenți pe aceeași pompă de injecție, posibilitatea apariției unor neuniformități mari, încă de la introducerea în exploatare a acesteia, nu poate fi evitată.

Pentru a evidenția ponderea toleranțelor de fabricație asupra neuniformității debitării, s-a măsurat jocul la 309 elemenți de refulare de mărime A (care echipează pompele de injecție de fabricație românească ROPES 4 A 90 C 410), din producția de serie, la care

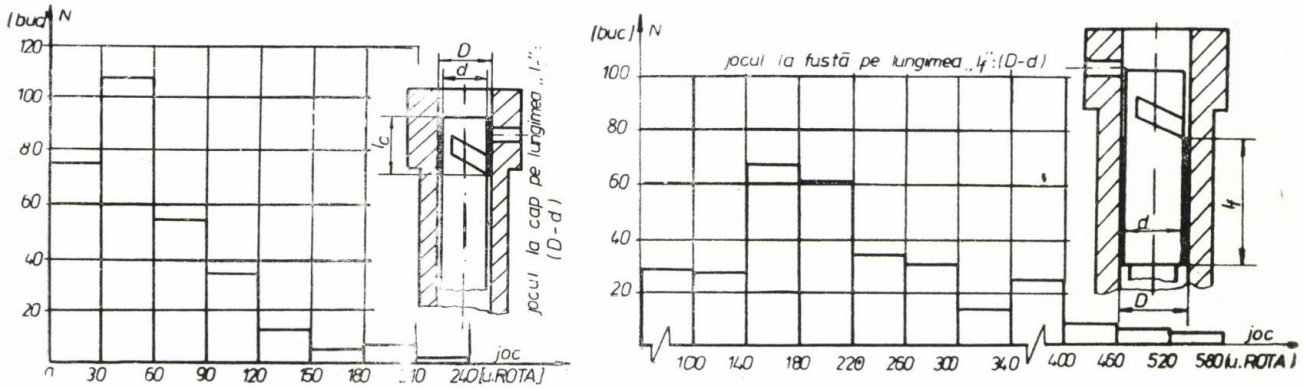
*) Lucrarea a fost prezentată la Sesiunea de Comunicări tehnico-științifice a Inst. Polit. Timișoara, 27—28 oct. 1979.

împerecherea dintre bucşă şi pistonaş s-a realizat prin rectificare, pe maşina Studer.

La toţi aceşti elementi s-au efectuat măsurări pentru abaterile de formă şi poziţie (rotunjime şi conicitate), cît şi pentru calitatea prelucrării suprafeţelor de lucru (rugozitate).

În figura 1 este prezentată răspîndirea elementilor măsuraţi, în funcţie de jocul la cap şi la fustă.

apariţiei unor neetanşeităţi excesive şi diferite şi, deci, a unei importante surse de neuniformitate, precum şi aprecierea gradului de neuniformitate în cazul utilizării elementilor tari, care nu se introduc în exploatare din considerente de apariţie a gripajului prematur (datorită jocului foarte mic dintre bucşă şi pistonaş).



a *b*

Fig. 1 Dispersia elementilor măsuraţi în funcţie de:
a) jocul la cap ; b) jocul la fustă

Din cei 309 elementi s-au selectat 6 (tab. 1), care s-au încercat la debit pe aceeaşi secţiune de pompare. Pentru ca influenţa jocului în producerea neuniformităţii debitării să fie certă, la selectarea celor 6 elementi s-a ţinut seama ca valorile acestuia la cap să fie mult diferite între clasele de elementi (largă, normală, tare), dar cu valori apropiate între elementii aceleeaşi clase.

Jocul, calitatea prelucrării suprafeţei şi abaterile de formă ale elementilor selectaţi

Tabelul 1

Element	Clasa	Joc [unităţi ROTA]		Rotunjime [µm]		Rugozitate [µm]	Conicitate [µm]	
	valori adm.	30-260	≤340	≤ 0,5		≤0,03	≤ 1	
		cap	fustă	piston	bucşă	piston	piston fustă	bucşă fustă
1	Largă	575	900	0,54	0,31	0,065	+0,1	+0,6
2		425	175	0,61	0,54	0,068	+1,5	+0,2
3	Norm.	140	200	0,31	0,31	0,055	—0,3	0
4		180	225	0,23	0,31	0,060	—0,3	+0,7
5	Tare	15	0	0,23	1,07	0,050	—0,4	—0,2
6		30	30	0,31	0,39	0,050	0	—0,1

Selectarea elementilor de această manieră permite, totodată, simularea uzării acestora în exploatare, fenomen care creează posibilitatea

Încercarea elementilor. Influenţa jocului asupra neuniformităţii debitării. Influenţa jocului elementilor de refulare selectaţi asupra neuniformităţii s-a pus în evidenţă prin măsurarea cantităţii de combustibil debitată de fiecare element, la diferite turaţii ale axului pompei de injecţie. Pentru ca geometria diferită a secţiunilor de pompare şi reglajul elementilor de refulare să nu afecteze influenţa jocului asupra neuniformităţii debitării, toţi elementii selectaţi s-au încercat pe aceeaşi secţiune de pompare, respectiv, la fiecare element s-au menţinut acelaşi început cît şi sfîrşit al debitării.

Încercările s-au realizat la trei curse (reglaje) diferite ale cremalierei pompei de injecţie, care exprimă : reglajul R 1 (14,8 cm³/200 cicluri/900 rot/min), cursa corespunzătoare sarcinii pline, reglajul R 2 (8 cm³/200 cicluri/350 rot/min), cursa corespunzătoare unei sarcini parţiale R 3 (27 cm³/200 cicluri/900 rot/min), cursa corespunzătoare unei sarcini aproape dublă sarcinii pline, astfel încît să se poată preciza influenţa jocului asupra neuniformităţii injecţiei pe o plajă mai mare de valori ale poziţiei cremalierei. Pe toată perioada încercărilor cremaliera s-a blocat în poziţia reglajului respectiv, regulatorul pompei de injecţie fiind scos din funcţiune. De asemenea, în timpul încercărilor, temperatura combustibilului s-a menţinut constantă (40°C)*).

*) Încercările au fost efectuate pe standul Bosch EP 871 S. în laboratorul de injecţie al întreprinderii MEFIN — Sinaia.

Neuniformitatea debitării, în ipoteza că elementii de refulare montați pe aceeași secțiune de pompare s-ar încerca simultan, s-a apreciat prin gradul de neuniformitate determinat cu relația cunoscută [4],

$$N = 2 \cdot \frac{Q_{max} - Q_{min}}{Q_{max} + Q_{min}} \cdot 100, \quad \%, \qquad (1)$$

în care Q_{max} reprezintă debitul maxim refulat de către un element reprezentativ dintr-o clasă de elementi, la o anumită turație, iar Q_{min}, debitul minim refulat de un alt element aparținînd aceleeași clase (sau unei clase diferite), la aceeași turație.

În figurile 2—7 sînt prezentate curbele de variație ale debitului refulat și neuniformității debitării, în funcție de turație, clasa de elementi și reglaj.

Analiza valorilor calculate și a curbelor prezentate în figurile 5—7 scoate în evidență faptul că jocul dintre bucșă și pistonaș influențează sensibil uniformitatea debitării, fiind posibilă, încă din faza de împerechere a acestora, apariția gradului maxim de neuniformitate. Reprezentativi sînt, în acest sens, elemen-

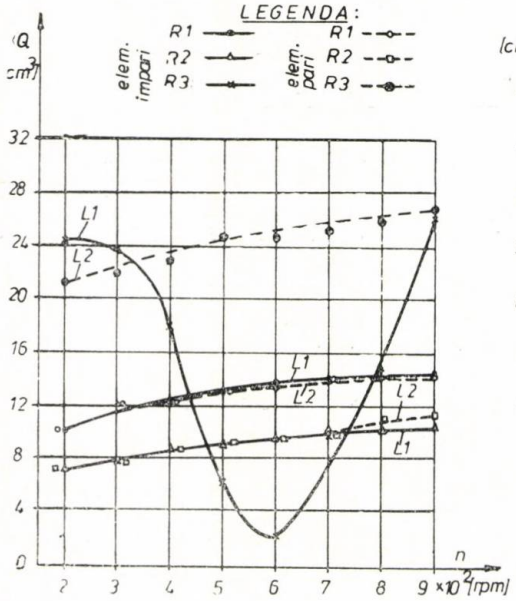


Fig. 2 Caracteristica de debit a elementilor largi, funcție de turație și reglaj.

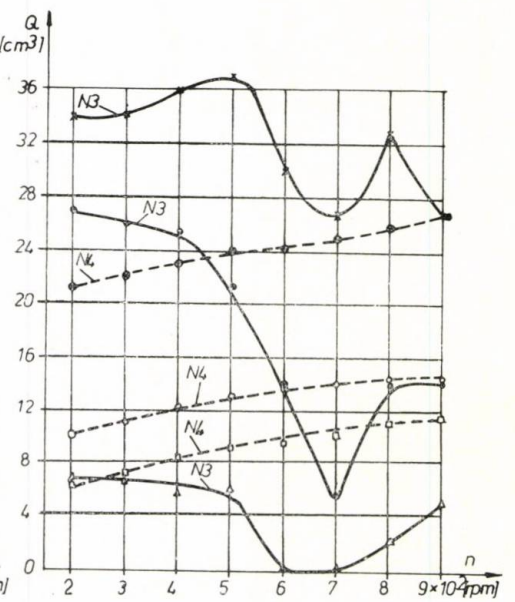


Fig. 3 Caracteristica de debit a elementilor normali funcție de turație și reglaj.

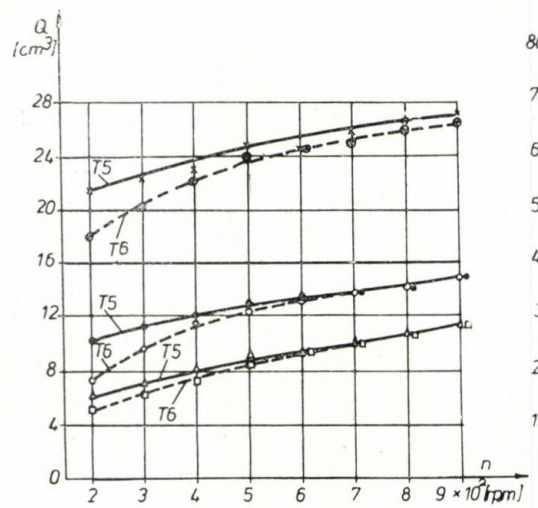


Fig. 4 Caracteristica de debit a elementilor tari, în funcție de turație și reglaj.

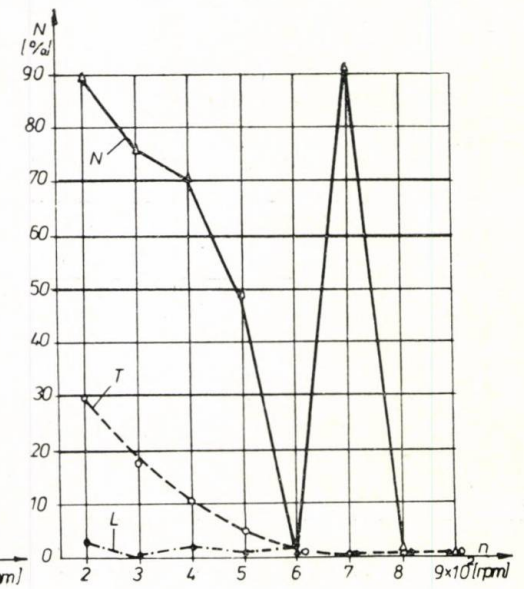


Fig. 5 Variația neuniformității debitării, în funcție de turație și clasa de elementi, la reglajul R 1.

ții clasei normale, la care apar neuniformități ce depășesc cu mult pe cele admise, tocmai la reglajele corespunzătoare sarcinilor (plină și parțială) frecvent întîlnite în funcționarea motoarelor de tracțiune.

aceeași alură, indiferent de reglaj, pe un domeniu larg de turații, ea constituind o dreaptă de pantă nulă. La cea mai scăzută turație de încercare, gradul de neuniformitate nu depășește 30%.

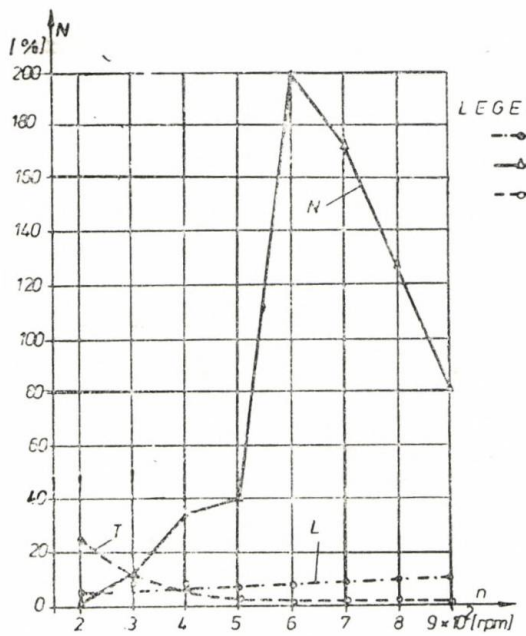


Fig. 6 Variația neuniformității debitării, în funcție de turație și clasa de elementi, la reglajul R 2.

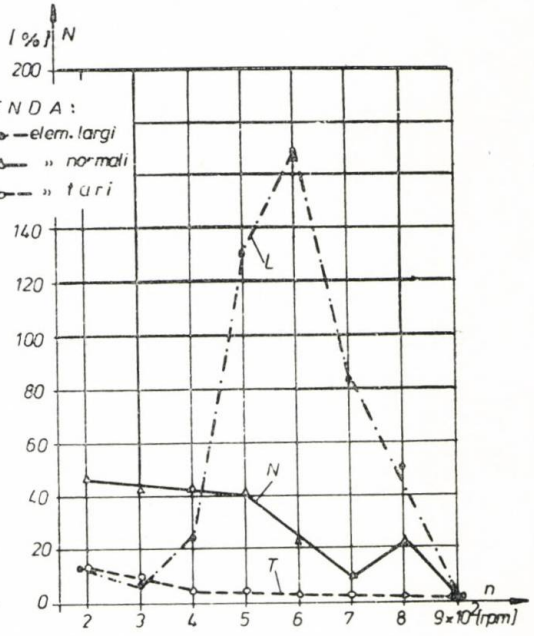


Fig. 7 Variația neuniformității debitării, în funcție de turație și clasa de elementi, la reglajul R 3.

Gradul de neuniformitate mare (maxim pentru reglajul R 2), în zona turațiilor ridicate (600—900 rot/min) este introdus de comportarea diferită la debit a elementului 3, la care, pentru anumite turații, apare fenomenul de „agățare".

La elementii clasei largi, deși există diferențe mari între jocuri (mai ales la fusta elementilor, tab. 1), gradul de neuniformitate al debitării pentru reglajele R 1 și R 2, frecvent întîlnite în exploatare, are valorile cele mai mici (max. 8%), valori care se mențin la toate regimurile de turație. La sarcini mari (reglajul R 3), însă, intensitatea deosebită a scăpărilor (la elementul 1, cu joc mare atît la cap cît și la fustă), determină diferențe mari între debitele refulate de elementii acestei clase (fig. 2) și, inevitabil, un grad mare al neuniformității debitării (cca. 170% la $n = 600$ rot/min — fig. 7).

Comportarea elementilor tari este identică pentru toate reglajele stabilite (fig. 2), influența jocului asupra neuniformității fiind la fel de moderată ca și în cazul elementilor largi. La toate reglajele stabilite, la elementul 6, care are jocul atît la cap cît și la fustă mai mare decît la elementul 5, scăpările vor fi mai intense și, ca atare, debitele refulate mai mici. De remarcat faptul că, la acești elementi, curba de variație a gradului de neuniformitate are

Neuniformități introduse de geometria diferită a elementului de refulare

Neuniformitatea debitării, introdusă de geometria diferită a elementului de refulare, se datorește, în principal, prelucrării teșite sau rotunjite a muchiilor frontale a capului pistonașului, a rampei de descărcare și a canalului de descărcare din bucșa elementului.

În lucrare se studiază influența prelucrării teșite a muchiei frontale a pistonașului asupra neuniformității debitării. Prelucrarea teșită (sau

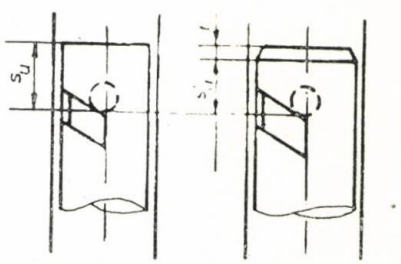


Fig. 8 Prelucrarea teșită a muchiei frontale a capului pistonului.

rotunjită) a muchiei frontale a capului pistonașului (fig. 8 — datorită unor greșeli de execuție, sau uzării avansate și inegale în timpul funcționării), modifică începutul debitării la

elementul respectiv determinînd modificarea atît a avansului la injecție cît și a cantității de combustibil refulată către injector, prin micșorarea începutului cursei utile a pistonașului cu valoarea înălțimii teșiturii respective, cît și prin favorizarea scăpărilor către canalul de descărcare din pompă. Evident, o cursă utilă mai mică cît și scăpările de combustibil greu de controlat determină refularea către injector a unei cantități scăzute de combustibil, introducînd astfel neuniformități importante în funcționarea pompei de injecție.

S-au folosit 7 pistonașe împerecheate cu aceeași bucșă, cu condiția ca elementii de refulare astfel rezultați să aparțină clasei normale, iar jocul la cap să nu depășească ±15 unități ROTA. Ultima condiție s-a introdus pentru a elimina eventuala influență a jocului la cap asupra neuniformității debitării. Înclinarea teșiturii s-a păstrat aceeași pentru toate pistonașele (45°). De asemenea, momentul în care muchia frontală a pistonașului închide orificiul de descărcare din bucșă, s-a păstrat același pentru toate pistonașele.

Valorile înălțimii teșiturilor pentru cele 7 pistonașe sînt prezentate în tabelul 2. Elementul de refulare de referință l-a constituit elementul 4 din clasa normală.

Încercarea la debit s-a efectuat la reglajele R 1, R 2 și R 3. În figurile 9—11 sînt prezentate curbele de variație ale neuniformității debitării, în funcție de turație, reglaj și înălțimea teșiturii t, ca parametru. Analiza acestora arată că, la reglajul R 1, neuniformitatea injecției crește cu creșterea înălțimii teșiturii pînă la

Înălțimea teșiturii muchiilor frontale la pistonașele încercate

Tabelul 2

Elementul (pistonașul) de refulare	0 (de referință)	I	II	III	IV	V	VI
t, [mm]	0	0,065	0,09	0,19	0,26	0,37	0,5

elementul IV, valoarea maximă ($N = 48{,}8\,\%$) producîndu-se la turația axului pompei de 500 rot/min. La acest reglaj, elementii V și VI, deși prezintă teșituri mai accentuate, nu introduc neuniformități mai mari decît maximul precizat, probabil, datorită faptului că, cu creșterea înălțimii teșiturii, se cumulează efectele geometriei diferite și jocului la cap, astfel încît influența acestora asupra debitului este mai greu de stabilit. De altfel, valori așa mari (0,37 ; 0,5 mm) pentru teșitură apar mai rar în situațiile care s-au dorit a fi simulate. Se constată de asemenea, că valori importante ale neuniformității (>20 %), se întîlnesc pe o plajă mare de turații.

La reglajul R 2 neuniformitatea nu depășește 18 %, variația acesteia cu înălțimea teșiturii fiind mai greu de stabilit, întrucît valorile ei diferă mult în domeniile de turație joasă și înaltă.

La reglajul R 3 neuniformitățile sînt mult mai mici : circa 5 % pentru turațiile posibile de funcționare ale motorului echipat cu o astfel de pompă de injecție și circa 12 % la cea mai mică turație încercată. Și la acest reglaj

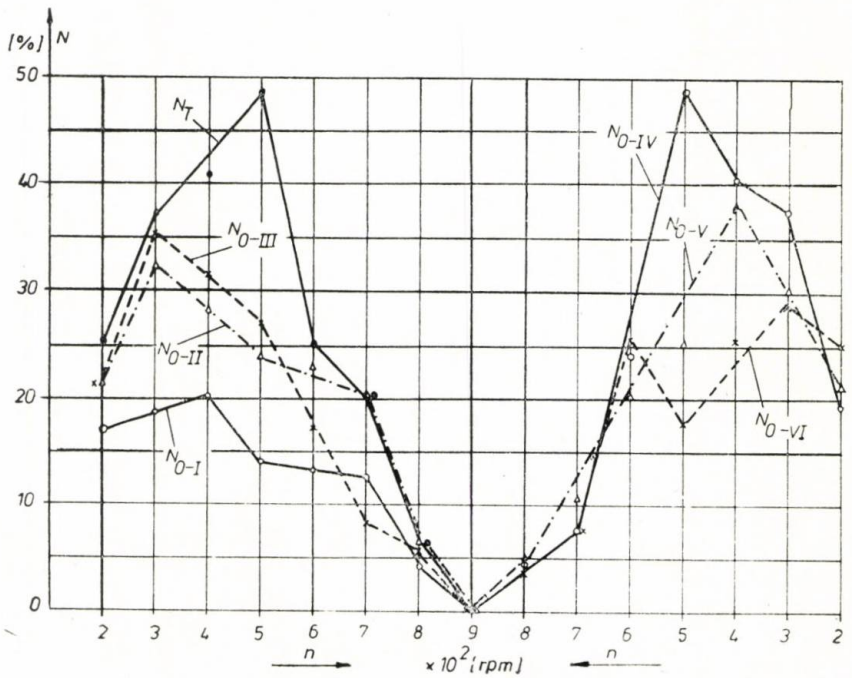


Fig. 9 Variația neuniformității debitării, în funcție de turație și înălțimea teșiturii, la reglajul R 1.

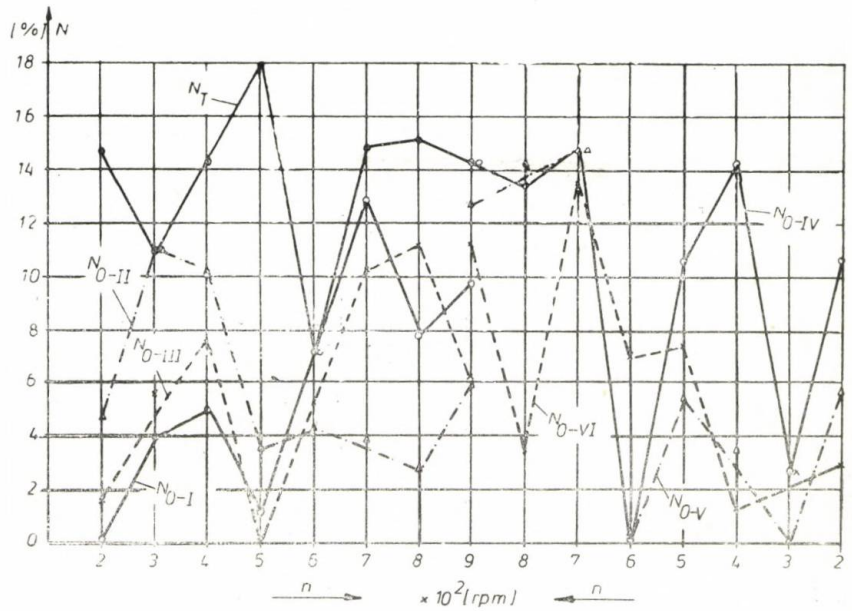


Fig. 10 Variația neuniformității debitării, în funcție de turație și înălțimea teșiturii, la reglajul R 2.

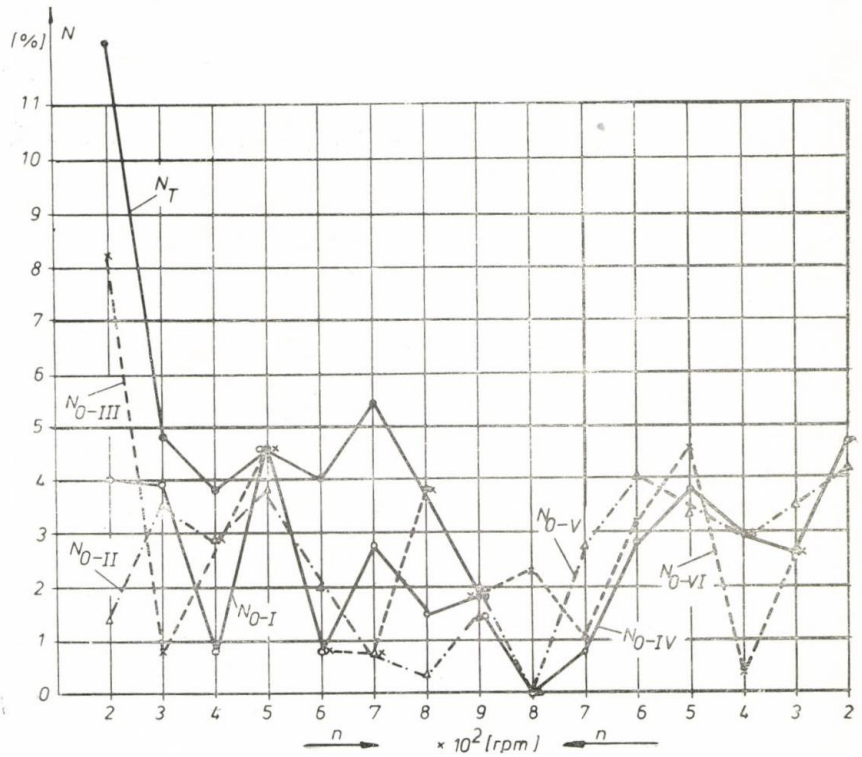


Fig. 11 Variația neuniformității debitării, în funcție de turație și înălțimea teșiturii, la reglajul R 3.

este mai greu de stabilit dependența neuniformității debitării de înălțimea teșiturii. Variația neuniformității cu turația, la acest reglaj, seamănă mult cu cea de la reglajul R 2.

Concluzii

Toleranțele de fabricație ale elementilor de refulare pot introduce, încă din faza de împerechere, neuniformități mari ale debitului de combustibil injectat, gradul de neuniformitate fiind maxim (200%), dacă în funcționarea elementului, la anumite turații, apare fenomenul de „agățare". Dacă se ține seama că, la elementii normali selectați, gradul de neuniformitate mare este introdus de jocurile la cap care depășesc valoarea 140 unități ROTA și că aceștia reprezintă doar 7% din totalul elementilor măsurați din această clasă, atunci se apreciază că introducerea în exploatare a elementilor cu joc la cap sub valoarea

precizată anterior, sortați pe grupe restrînse de jocuri (ex. din 30 în 30 unități ROTA), ar putea îmbunătăți substanțial uniformitatea debitării.

S-a constatat că în cazul elementilor largi, ale căror jocuri mari simulează o uzură avansată, apare posibilitatea introducerii lor în exploatare (cu economiile aferente, întrucît nu se mai rebutează), deoarece gradul de neuniformitate, la sarcină plină, nu depășește 3%, iar la sarcină parțială — 8%, cu condiția ca ei să fie folosiți pe pompe de injecție la care reglajele predominante sînt cele corespunzătoare sarcinii pline, sau sarcinilor parțiale (cu coeficient de sarcină mare).

Aceeași concluzie este valabilă și în cazul elementilor tari, cu condiția ca, la probele de anduranță, să nu apară semne de gripaj prematur. În plus, acești elementi se pot utiliza la orice reglaj de debit.

Prelucrarea teșită a muchiei frontale a pistonului sertar introduce neuniformități al căror ordin de mărime este de circa 50%.

Avînd în vedere valorile importante ale neuniformității debitării introduse de toleranțele de fabricație și geometria diferită a elementilor de refulare se impune ca montarea acestora pe pompa de injecție să se facă în limite strînse ale jocului și cu aceeași prelucrare a muchiei frontale a pistonașului.

Depistarea anomaliilor de funcționare cum ar fi „agățarea", este foarte importantă, întrucît turațiile la care acestea se produc nu sînt turații de reglaj, iar în timpul funcționării este posibil ca motorul să funcționeze cu neuniformități mult mai mari decît cele prescrise, la turațiile respective.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Vasilescu, C.A., Turcoiu, T.:* Influența neuniformității injecției asupra performanțelor și comportării motorului cu aprindere prin comprimare, A V-a Ses. de comunic. a Institutului de marină Constanța, 19—21 mai, 1978.

[2] *Vasilescu, C.A., Turcoiu, T., Sidon, S.:* Analiza efectelor neuniformității injecției asupra încărcării arborelui cotit al motorului diesel, St. cercet. mec. aplic. 38, 4 — 1979, 557 — 565.

[3] *Turcoiu, T.:* Cercetări privind îmbunătățirea funcționării pompelor de injecție cu piston — sertar, Teză de doctorat, Inst. Polit. București, 1979.

[4] *Doinaru, L.:* Aparatura de injecție pentru motoare diesel, Ed. tehn., București, 1973.

CZ : 621.431

Calculul schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă, pe baza diagramelor de presiune

Prof. dr. ing. Berthold **GRÜNWALD** — Institutul Politehnic București
Ing. Mihai **ȘOIMAN** — I.N.M.T. București

Tehnica experimentală de vîrf permite astăzi să se înregistreze simultan presiunile din cilindru și din porțile supapelor, în procesele de schimbare a gazelor. Prelucrarea diagramelor de presiune și analiza rezultatelor apare acum ca o sarcină nouă.

Recent, autorii au reușit să înregistreze simultan presiunile amintite, pe mai multe motoare de serie, cu ajutorul unui echipament de tip AVL Indicating-System. Schema de principiu a echipamentului utilizat se arată în figura 1. Trei traductoare piezoelectrice **1, 2, 3,** caracterizate prin sensibilitate, rezoluție și frecvență proprie mare, anume destinate măsurărilor de presiune în timpul procesului de schimbare a gazelor, se montează, prin intermediul unor adaptoare, în cilindru și galerii. Traductoarele sînt prevăzute, de asemenea, cu un montaj de compensație termică a semnalului. Traductoarele piezoelectrice pentru măsurarea presiunilor sînt în mod curent calibrate cu ajutorul unor semnale electrostatice de referință, generate în circuitul de prelucrare al semnalului de presiune (amplificator, osciloscop). Pentru domeniile de joasă presiune, proprii procesului de schimbare a gazelor, acuratețea obținută cu această metodă (utilizată de exemplu la măsurarea presiunilor înalte în timpul procesului de ardere) nu este satisfăcătoare. Acest fapt se datorează dependenței de temperatură a caracteristicilor traductorului, care, de această dată, nu mai este neglijabilă.

De aceea este necesară existența unui dispozitiv care să permită obținerea automată și în timp foarte scurt, în afara presiunii de măsurat, a unui nivel de presiune pentru calibrare (presiunea de referință) și a presiunii atmosferice ca linie de zero în diagrama presiunilor. Dispozitivul automat de comandă și înregistrare este prevăzut pentru fiecare semnal de presiune urmărit, cu un adaptor **1** care acționează o supapă de transfer **2** (figura 2). O supapă cu trei căi, **3** (supapa de distribuție) comandată electromagnetic pune succesiv traductorul în contact cu cele trei nivele de presiune.

Astfel, fiecare traductor înregistrează secvențial trei presiuni :

1) presiunea de măsurat p ;
2) presiunea de referință p_r ;
3) presiunea atmosferică p_0.

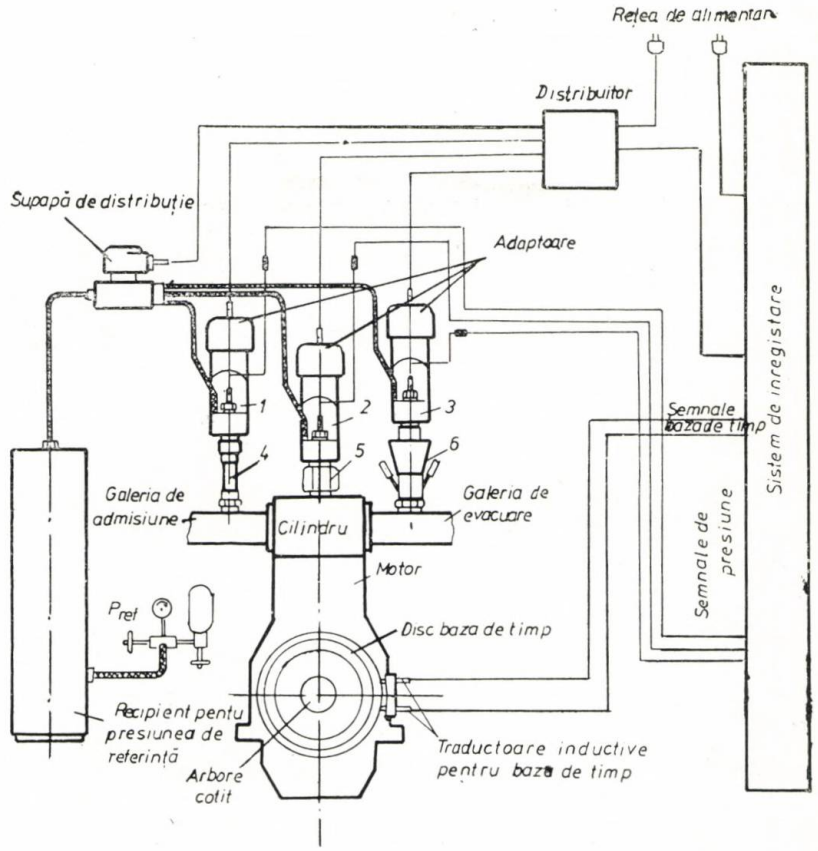


Fig. 1 Schema instalației pentru măsurarea presiunilor.

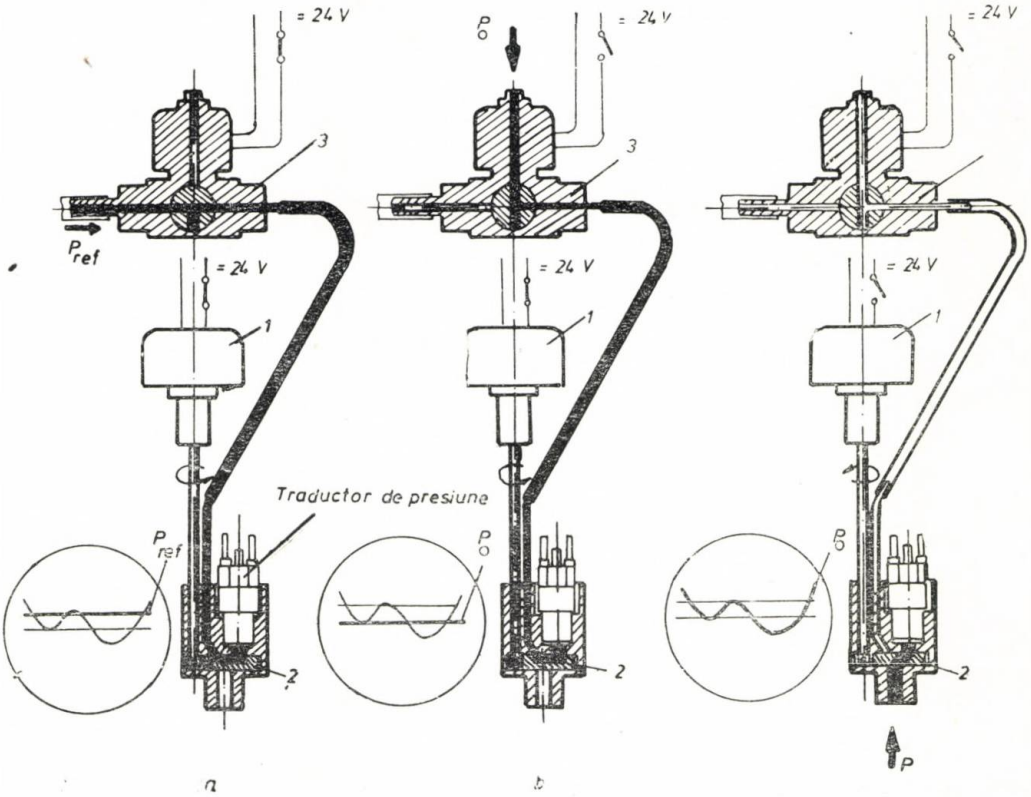


Fig. 2 Schema de funcționare a sistemului de transfer al semnalului de presiune.

În prima secvență a înregistrărilor (fig. 2 a), supapa de distribuție stabilește legătura cu recipientul care conține azot la presiunea de referință prestabilită ; supapa de transfer **2**, acționează în consecință. În secvențele următoare (fig. 2 b, c) se transferă traductorului

Adaptoarele sînt montate în punctele de măsură prin intermediul unor distanțiere **4**, **5** și **6** (fig. 1). Acestea conțin elemente elastice care protejează sistemul de măsură împotriva vibrațiilor inerente condițiilor de funcționare pe motor. La adaptorul montat în cilindru,

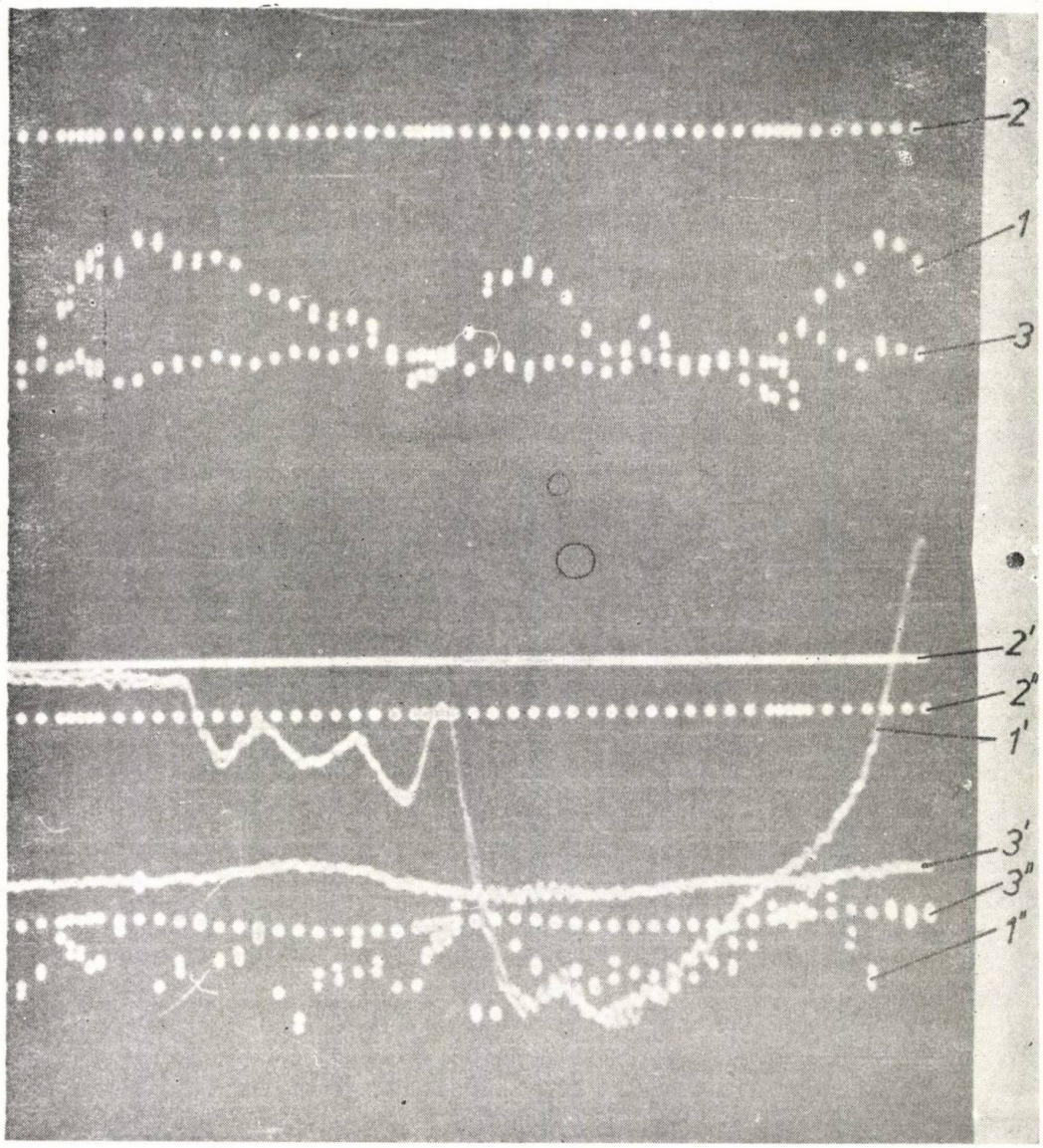


Fig. 3 Semnalele de joasă presiune înregistrate pe osciloscop.

1, 1', 1" — presiunile de măsurat ; 2, 2', 2" — presiunea de referință înregistrată pe cele trei canale de semnal; 3, 3', 3" — presiunea atmosferică înregistrată pe cele trei canale de semnal.

nivelul presiunii atmosferice, respectiv al presiunii de măsurat.

Pe ecranul osciloscopului se înregistrează secvențial fiecare semnal de presiune, dar toate trei semnalele de presiune se vizualizează simultan (fig. 3). Ca urmare, rezultă direct scara presiunilor (ceea ce conferă înregistrărilor un înalt nivel de precizie), prezența, pe de altă parte, a presiunii p_0 pe diagrame, ușurînd analiza proceselor.

distanțierul conține — în plus — o supapă tampon care selectează semnalul de înaltă presiune din ciclul în perioada comprimare — destindere, față de semnalul de joasă presiune din perioada schimbului de gaze. Supapa tampon lasă să treacă la supapa de transfer a adaptorului numai semnalul de joasă presiune și se închide la apariția presiunilor înalte. În acest fel, adaptorul este protejat împotriva încălzirii excesive și a blocării cu reziduuri de

ardere, iar traductorul, de variațiile de presiune și temperatură în afara domeniului uzual, pentru care a fost construit.

Semnalul bazei de timp, care stabilește poziția arborelui cotit (a pistonului sau supapei) în cursul unui ciclu motor, poate fi înregistrat separat pe osciloscopul cu 4 canale aparținînd sistemului, sau poate fi suprapus pe unul sau două semnale de presiune, contribuind totodată la departajarea mai ușoară a înregistrărilor. Distanța dintre două puncte reprezintă un interval unghiular (fig. 3), care se reduce pînă la 5° RA în jurul punctelor moarte, pentru a mări precizia în zonele de variație rapidă a presiunii.

Montajul instalației pe motor (fig. 4) implică măsuri riguroase pentru răcirea traductoarelor și adaptoarelor, limitarea nivelului de vibrație al acestora și asigurarea aceluiași potențial electric diferitelor componente ale circuitului.

Pe baza diagramelor de presiune, autorii și-au propus să calculeze schimbul de gaze, urmînd să analizeze cîteva faze caracteristice care apar în desfășurarea proceselor de schimbare a gazelor, faze hotărîtoare pentru eficiența umplerii cilindrului cu fluid proaspăt ca și pentru eficiența ansamblului motor — turbosuflantă la mtoarele supraalimentate. Autorii împart procesele de schimbare a gazelor în 7 faze caracteristice (fig. 5), care manifestă un grad mare de independență dar și o dependență firească, determinată de succesiunea desfășurării lor :

1) faza evacuării libere din momentul deschiderii supapei de evacuare (α_{dse}) pînă la punctul mort exterior *(pme)* ;

2) faza evacuării mixte, evacuare liberă și forțată, de la *pme*, pînă la aproximativ 1/2 din cursa de evacuare, momentul α_z ;

3) faza evacuării forțate, de la jumătatea cursei de evacuare pînă la momentul deschiderii supapei de admisiune (α_{dsa}) ;

4) faza deschiderii simultane a supapelor ($\Delta\alpha_{ds}$) sau faza de baleiaj la motoarele supraalimentate ;

5) faza inițială de umplere, din momentul închiderii supapei de evacuare (α_{ise}), pînă cînd

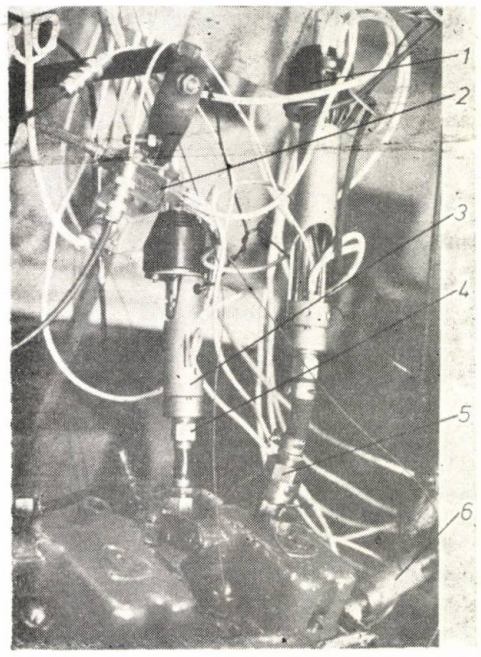


Fig. 4 Montajul instalației pe motor.
1 — adaptorul pentru măsurarea presiunii în cilindru; 2 — supapa de distribuție a presiunii; 3 — adaptorul pentru măsurarea presiunii în poarta supapei de admisiune; 4 — mufă elastică; 5 — supapă tampon; 6 — adaptorul pentru măsurarea presiunii în poarta supapei de evacuare.

presiunea scade la valoarea minimă în cursa de admisiune, la momentul α_x ;

6) faza principală de umplere, din momentul α_x pînă la *pme* ;

7) faza de postumplere, de la *pme*, pînă în momentul închiderii supapei de admisiune (α_{isa}).

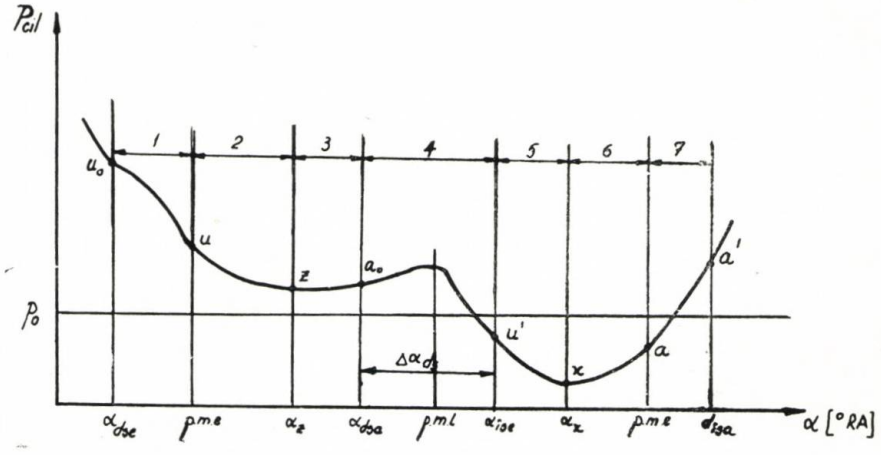


Fig. 5 Fazele caracteristice ale procesului de schimbare a gazelor.

În toate fazele este determinată masa de substanță prezentă în cilindru, deoarece servește pentru evaluarea gradului de evacuare liberă, a coeficientului de baleiaj, a gradului de umplere și a gradului de postumplere.

Masa elementară de fluid, schimbată de cilindru cu mediul exterior, se determină pe baza legii debitului :

$$dm = \mu \frac{Fw}{v} d\tau \qquad (1)$$

unde :

m este masa de fluid ;
μ — coeficientul de debit al secțiunii oferită de supapă ;
F — aria secțiunii oferite ;
W — viteza de curgere prin secțiunea oferită ;
v — volumul specific al fluidului în secțiunea oferită ;
τ — timpul.

Pe baza legăturii dintre unghiul de rotație al arborelui cotit α și timpul $\tau (d\tau = d\alpha / 6n)$ relația (1) devine :

$$\frac{dm}{d\alpha} = \frac{1}{6n} \frac{\mu FW}{v} \qquad (2)$$

aranjată convenabil pentru integrarea numerică.

Ecuația bilanțului de masă în cilindrul motorului este :

$$dm_{cil} = dm_{gac} + dm_{gec} - dm_{cge} - dm_{cga} \qquad (3)$$

$$\frac{dm_{cil}}{d\alpha} = \frac{dm_{gac}}{d\alpha} + \frac{dm_{gec}}{d\alpha} - \frac{dm_{cge}}{d\alpha} - \frac{dm_{cga}}{d\alpha} \qquad (4)$$

În relațiile (3), (4), indicii au următoarea semnificație :

ga — galerie de admisiune ;
ge — galerie de evacuare ;
c — cilindru.

Succesiunea primilor trei indici arată sensul de curgere a fluidului. De exemplu, m_{gac} este masa de fluid proaspăt care curge din galeria de admisiune în cilindru (sens direct de curgere), iar m_{gec} este masa de gaze de ardere care curge (sens invers de curgere), din galeria de evacuare în cilindru, (sens invers de curgere).

Ecuațiile (2) și (4) se integrează prin metodele analizei numerice, de aceea, prelucra-

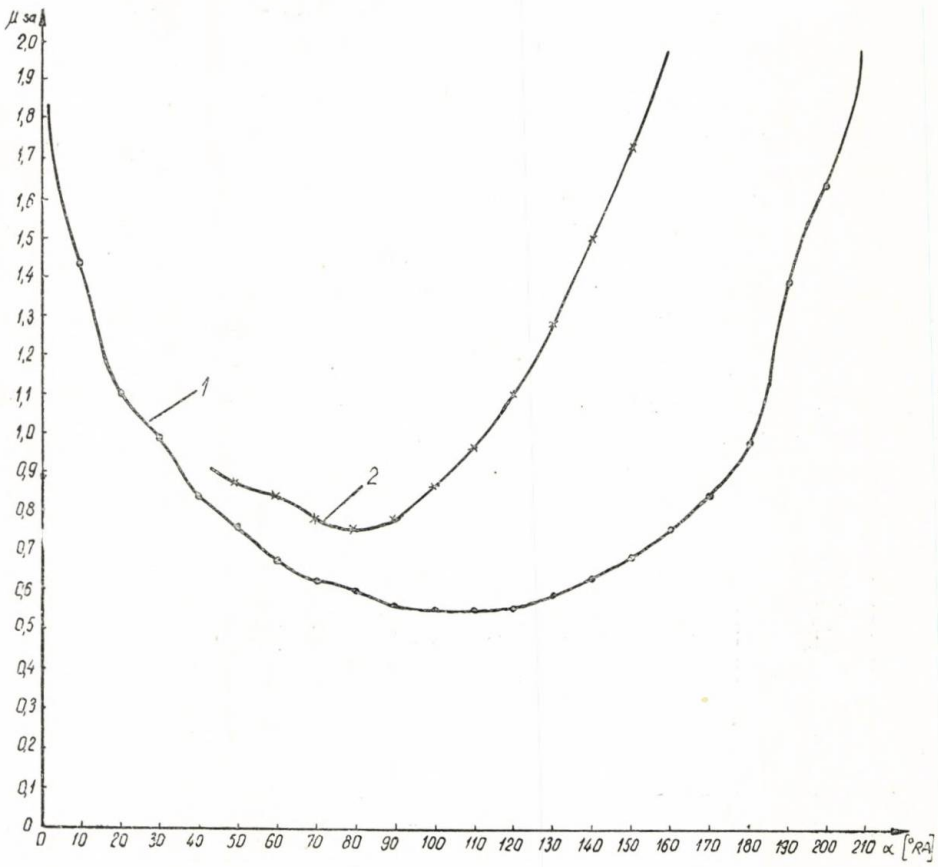


Fig. 6 Coeficientul de debit al supapei de admisiune la motorul B pentru regimul de sarcină totală.
1 — μ_{sa} în regim staționar; 2 — μ_{sa} în regim dinamic.

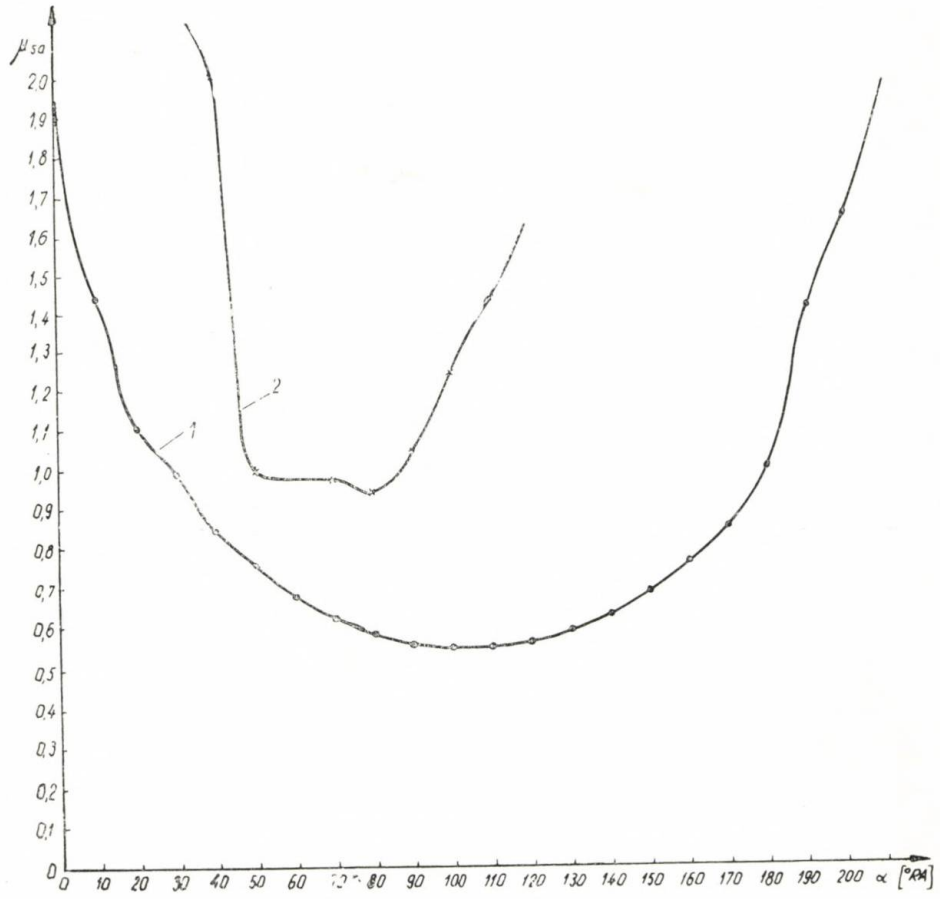


Fig. 7 Coeficientul de debit al supapei de admisiune la motorul B, la turația 2000 rot/min.

1 — μ_{sa} în regim staționar ; 2 — μ_{sa} în regim dinamic.

rea diagramelor de presiune presupune, inevitabil, elaborarea unui program adecvat de calcul. Pentru calcul se explicitează mărimile care intervin în cele două ecuații diferențiale.

Coeficientul de debit al secțiunii oferite se determină pe cale experimentală. Este cunoscută modalitatea de determinare a lui μ în regim staționar. Date fiind implicațiile pe care le are o asemenea modalitate pentru precizie și volumul activității experimentale, autorii au propus într-o lucrare anterioară [1] o metodă nouă care permite calculul coeficientului μ în regim dinamic, tot pe baza diagramelor de presiune în discuție. Rezultatele obținute se arată în figurile 6, 7, în care s-a reprezentat — pentru comparație — și coeficientul de debit al supapei de admisiune μ_{sa}, determinat în regim staționar.

Aria secțiunii oferite de supapă se determină pe baza relațiilor geometrice cunoscute.

Viteza de curgere prin secțiunea oferită de supapă depinde de regimul de curgere. Volumul specific din relația (2) rezultă în ipoteza că fluidul motor se destinde adiabatic în orificiul oferit de supapă. La rîndul lui depinde și el de regimul de curgere. Se obțin următoarele relații, scrise distinct pentru evacuare și admisiune.

Evacuare

Sens direct de curgere

a) regim subcritic :

$$W_{cge} = 129 \cdot \sqrt{\frac{k_e}{k_e - 1} \frac{T_{cil}}{M_{cil}} \left[1 - \left(\frac{p_{pse}}{p_{cil}} \right)^{(k_e - 1)/k_e} \right]} \tag{5}$$

$$v = v_{cil} \left(\frac{p_{cil}}{p_{pse}} \right)^{1/k_e}$$

b) regim critic :

$$W_{cge} = 129 \sqrt{\frac{k_e}{k_e + 1} \frac{T_{cil}}{M_{cil}}} \tag{6}$$

$$v = v_{cil} \left(\frac{2}{k_e + 1} \right)^{1/1 - k_e} \tag{6*}$$

Sens invers de curgere

a) regim subcritic

$$W_{gec} = 129 \cdot \sqrt{\frac{k_e}{k_e - 1} \frac{T_{pse}}{M_{ge}} \left[1 - \left(\frac{p_{cil}}{p_{pse}} \right)^{k_e - 1/k_e} \right]} \quad (7)$$

$$v = v_{pse} \left(\frac{p_{pse}}{p_{cil}} \right)^{1/k_e} \quad (7^*)$$

Admisiune

Sens direct de curgere

a) regim subcritic :

$$W_{gac} = 129 \cdot \sqrt{\left(\frac{W_{ga}}{129} \right)^2 + \frac{k_a}{k_a - 1} \frac{T_{psa}}{M_{ga}} \left[1 - \left(\frac{p_{cil}}{p_{psa}} \right)^{(k_a - 1)/k_a} \right]} \quad (8)$$

$$v = v_{psa} \left(\frac{p_{psa}}{p_{cil}} \right)^{1/k_a} \quad (8^*)$$

b) regim critic :

$$W_{gac} = 129 \cdot \sqrt{\frac{k_a - 1}{k_a + 1} \left(\frac{W_{ga}}{129} \right)^2 + \frac{k_a}{k_a - 1} \frac{T_{psa}}{M_{ga}}} \quad (9)$$

$$v = v_{psa} \left(\frac{2}{k_a + 1} \right)^{1/(k_a - 1)} \quad (9^*)$$

Sens invers de curgere

a) regim subcritic :

$$W_{cga} = 129 \cdot \sqrt{\frac{k_a}{k_a - 1} \frac{T_{cil}}{M_{cil}} \left[1 - \left(\frac{p_{psa}}{p_{cil}} \right)^{(k_a - 1)/k_a} \right]} \quad (10)$$

$$v = v_{cil} \left(\frac{p_{cil}}{p_{psa}} \right)^{1/k_a} \quad (10^*)$$

Regimurile critice nu se întîlnesc cînd curgerea are loc în sens invers.

Relaţiile 5 (5*) ... 10 (10*) cuprind :

presiunile în cilindru (p_{cil}), în poarta supapei de evacuare (p_{pse}) şi în poarta supapei de admisiune (p_{psa}) ;

temperaturile T_{cil}, T_{pse}, T_{psa}, definite în acelaşi fel ca şi presiunile ;

exponenţii adiabatici k_a pentru fluidul proaspăt şi k_e pentru gazele de evacuare ;

masele moleculare, M_{cil}, M_{ge}, M_{ga}, definite în cilindru, respectiv în galeria de evacuare şi galeria de admisiune ;

volumele specifice v_{cil}, v_{psa}, v_{pse}, definite în cilindru, respectiv în poarta supapei de admisiune şi în poarta supapei de evacuare.

Volumele specifice din membrul drept al relaţiilor 5* ... 10* rezultă din ecuaţia de stare $v = 8314\ T/pM$. Explicitînd relaţia (2) rezultă vitezele unghiulare de variaţie a masei din relaţia (4), după cum urmează :

Evacuare

Sens direct de curgere

a) regim subcritic :

$$\frac{dm_{cge}}{d\alpha} = 2 \cdot 10^{-4} M_{cil} \cdot \mu_{sc} F_e W_{ege} \frac{p_{cil}}{n T_{cil}} \left(\frac{p_{pse}}{p_{cil}} \right)^{1/k_e} \quad (11)$$

b) regim critic :

$$\frac{dm_{cge}}{d\alpha} = 2 \cdot 10^{-4} M_{cil} \cdot \mu_{se} F_e W_{ege} \frac{p_{cil}}{n T_{cil}} \left(\frac{2}{k_e + 1} \right)^{1/(k_e - 1)} \quad (12)$$

Sens invers de curgere

a) regim subcritic :

$$\frac{dm_{gec}}{d\alpha} = 2\ 10^{-4} M_{ge} \cdot \mu_{se} F_e W_{gec} \frac{p_{pse}}{n T_{pse}} \left(\frac{p_{cil}}{p_{pse}} \right)^{1/k_e} \quad (13)$$

Admisiune

Sens direct de curgere

a) regim subcritic :

$$\frac{dm_{gac}}{d\alpha} = 2 \cdot 10^{-4} M_{ga} \cdot \mu_{sa} F_a W_{gac} \frac{p_{psa}}{n T_{psa}} \left(\frac{p_{cil}}{p_{psa}} \right)^{1/k_a} \quad (14)$$

b) regim critic :

$$\frac{dm_{gac}}{d\alpha} = 2 \cdot 10^{-4} M_{ga} \cdot \mu_{sa} F_a W_{gac} \frac{p_{psa}}{n T_{psa}} \left(\frac{2}{k_a + 1} \right)^{1/(k_a - 1)} \quad (15)$$

Sens invers de curgere

a) regim subcritic :

$$\frac{dm_{cga}}{d\alpha} = 2 \cdot 10^{-4} M_{cil} \cdot \mu_{sa} F_a W_{cga} \frac{p_{cil}}{n T_{cil}} \left(\frac{p_{psa}}{p_{cil}} \right)^{1/k_a} \quad (16)$$

Mărimile din relaţiile 11 . . . 16 sînt scrise în următoarele unităţi de măsură :

M în kg/kmol ;
F în cm^2 ;
W în m/s ;
p în daN/cm^2 ;
n în rot/min ;
T în °K ;
m în kg.

Pentru soluţionarea ecuaţiilor diferenţiale 11 . . . 16 se dispune de următoarele informaţii. Echipamentul AVL Indicating System oferă valorile momentane ale presiunilor p_{cil}, p_{psa}, p_{pse}. Termocuple de tip CA-2730 Cromel-Alumel şi Fier-Constantan se montează în canalele din chiulasă şi oferă temperaturile medii din porţile supapelor T_{psa}, T_{pse}. Echipamentul pentru măsurarea consumului orar de fluid proaspăt C_{fp} oferă o valoare a gradului de umplere η_v şi o valoare a masei de fluid proaspăt aspirată în cilindru într-un ciclu $m_{fp}(m_{pf} = \nu C_{fp}/120\ in\ ;\ i$ — numărul de cilindri, ν — numărul de timpi), care servesc pentru iniţierea calculelor. Compoziţia gazelor de ardere se determină prin măsurări. În lipsa echipamentului de măsură, pentru compoziţia gazelor de ardere, calculele stoechiometrice servesc pentru determinarea participaţiilor substanţelor care alcătuiesc fluidul motor sau gazele de evacuare. Participaţiile servesc pentru calculul maselor moleculare, precum şi a căldurilor specifice ale amestecurilor de gaze. Acestea din urmă servesc la rîndul lor pentru determinarea exponenţilor adiabatici.

Temperatura T_{cil} se determină pe baza ecuaţiei de stare $T_{cil} = p_{cil} V_{cil}/R\nu_{cil}$, care presupune cunoaşterea numărului de kilomoli de fluid motor ν_{cil}. Se calculează ν_{cil} dacă se cunoaşte masa de fluid motor ($\nu_{cil} = m_{cil}/M_{cil}$), dar obiectul prelucrării diagramelor de presiune este tocmai aflarea masei m_{cil}. Calculul se dezvoltă iterativ. La începutul schimbului de gaze (momentul α_{dse}) masa de fluid motor

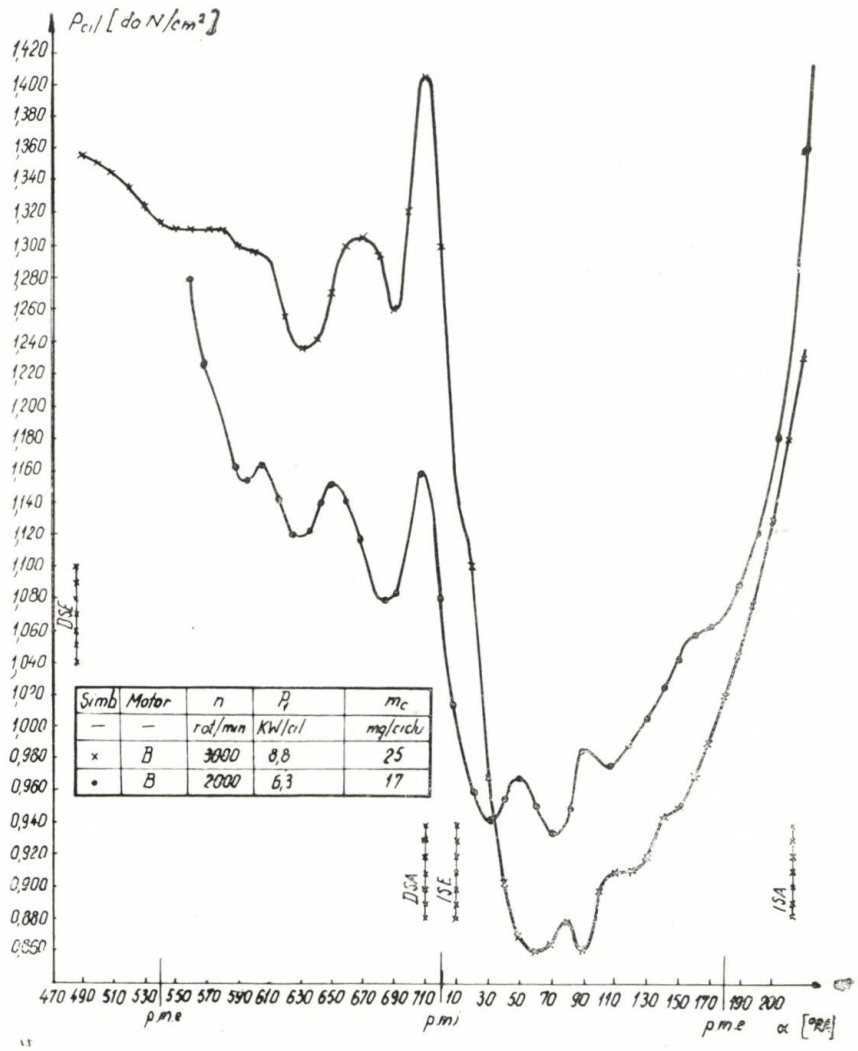


Fig. 8 Presiunile în cilindru la motorul B la regimuri de turaţie diferită.

este $m_{cil} = m_{fp} + m_{gr} = m_{fp}(1 + \gamma_r)$, unde m_{gr} este masa de gaze reziduale din cilindru, iar γ_r coeficientul gazelor reziduale. Masa m_{fp} este evaluată inițial prin măsurările de debit, iar γ_r se determină în prima aproximație cu relația cunoscută $\gamma_r = (p_g/p_0)(T_0/T_g)/\eta_v(\varepsilon - 1)$, unde p_g, T_g, η_v sînt informații experimentale inițiale. Astfel, mărimile inițiale m_{cil}, p_{cil}, T_{cil},

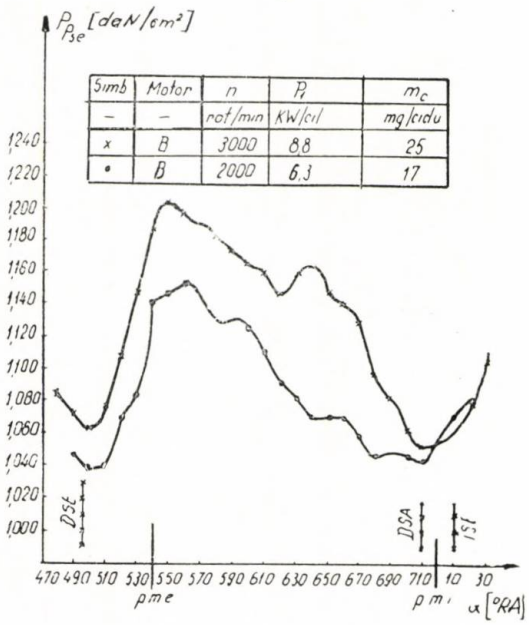


Fig. 9 Presiunile în porțile supapelor de evacuare la motorul B la regimuri de turație diferite.

din momentul deschiderii supapei de evacuare sînt cunoscute. Se integrează ecuația diferențială (4) cu o metodă numerică (Runge-Kutta

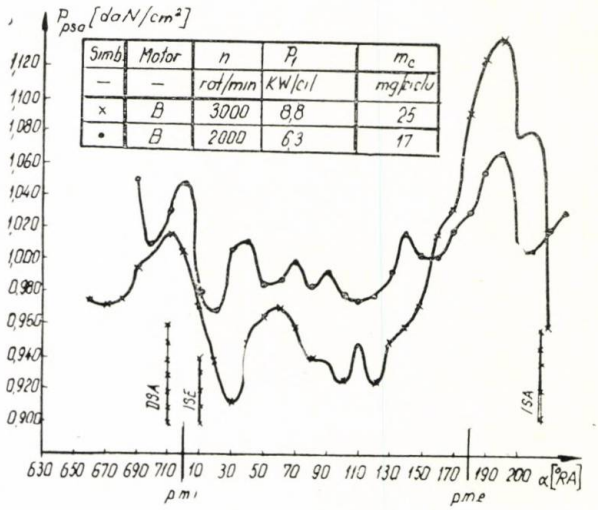


Fig. 10 Presiunile în porțile supapelor de admisiune la motorul B, la regimurile de turație diferite.

de ordinul IV sau Predictor-Corector) ; calculul decurge pe întreaga durată a schimbului de gaze (din momentul α_{dse} pînă în momentul α_{isa}). În final rezultă masa m_{fp} și gradul de umplere η_v care se compară cu valorile inițiale. Calculele se reiau, în raport cu precizia dorită. Metoda este laborioasă. De aceea s-a apelat la calculatoarele numerice.

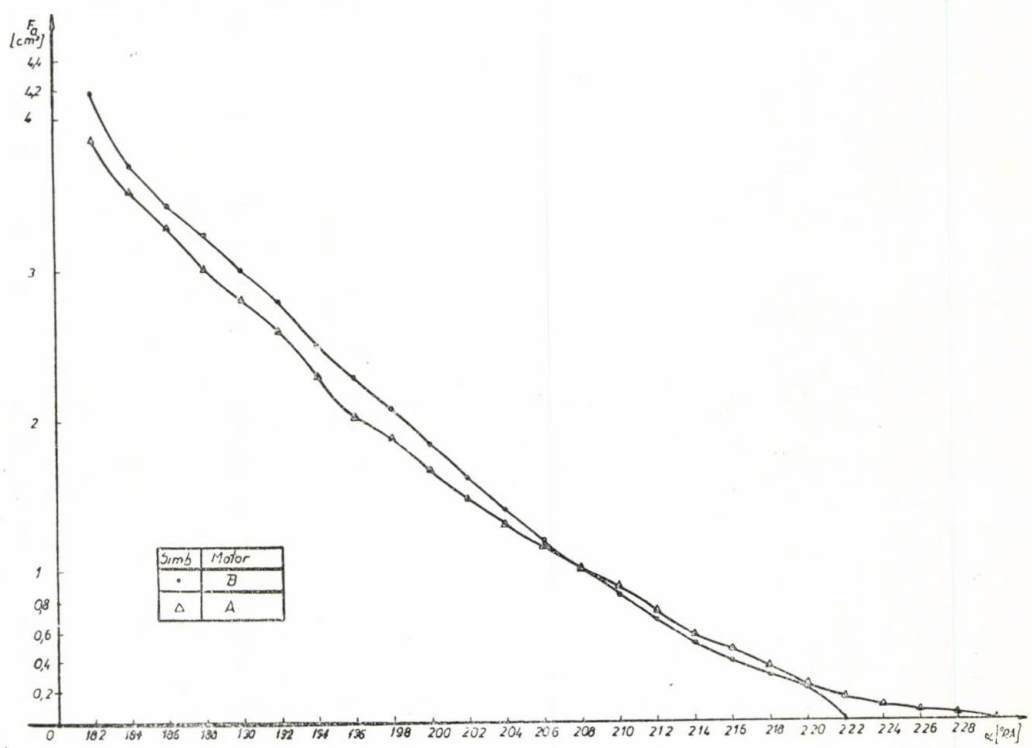


Fig. 11 Secțiunile de trecere ale supapelor de admisiune ale motoarelor A și B.

Cunoscînd variația lui m_{cil} în procesele de schimbare a gazelor, devine posibilă analiza de detaliu a fazelor componente ale schimbului de gaze. În cele ce urmează se arată rezultatele obținute la evaluarea ultimei faze a schimbului de gaze, faza de postumplere.

Se notează cu m_{fpa}, masa de fluid proaspăt din cilindru la sfîrșitul cursei de admisiune, cînd pistonul este în *pme*. Diferența $m_{fp} - m_{fpa} = m_{pa}$ reprezintă masa totală de fluid proaspăt care pătrunde în cilindru în perioada admisiune. În punctul mort exterior, supapa de admisiune oferă încă o secțiune de trecere importantă (figura 11) a cărei arie este de 4 cm², față de 8,90 cm², aria maximă a secțiunii oferite. La turația de 3000 rot/min φ_{pu} ajunge pînă la 6% (figura 12). Gradul momentan de postumplere $\varphi_{pu\alpha}$ trece printr-un maxim, care depășește 8% numai după 20 °RA, față de *pme*. În continuare, $\varphi_{pu\alpha}$ scade, ceea ce arată că întîrzierea la închidere a supapei de admisiune (β_{isa}) este mare. Faptul că β_{isa}

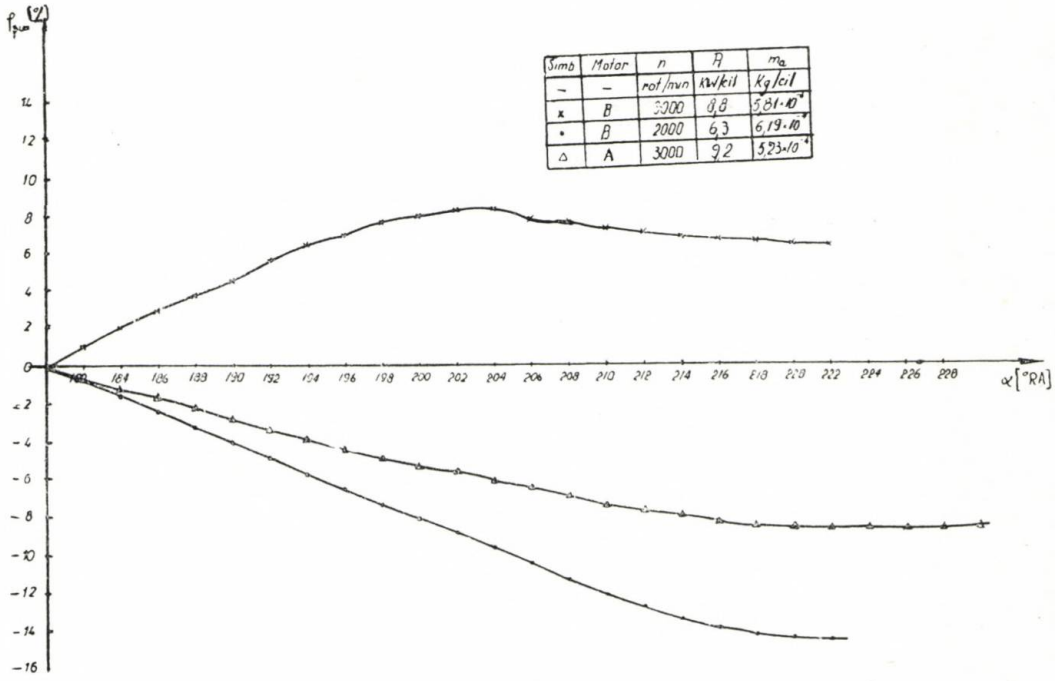


Fig. 12 Variația gradului momentan de postumplere la motoarele A și B.

întîrzierii la închidere a supapei de admisiune. Se numește grad de postumplere raportul :

$$\varphi_{pu} = \frac{m_{pu}}{m_{fp}},$$

iar gradul momentan de postumplere este :

$$\varphi_{pu\alpha} = \frac{m_{pu\alpha}}{m_{fp}}$$

unde $m_{pu\alpha}$ este masa momentană de fluid proaspăt care pătrunde în cilindru, din momentul în care pistonul este la *pme*, pînă la un moment oarecare α.

S-a cercetat variația parametrilor $\varphi_{pu\alpha}$, φ_{pu}, la un motor diesel B în patru timpi răcit cu aer, care a funcționat la turația de 2000 și 3000 rot/min. În figurile 8, 9, 10 se arată variația presiunii în cilindrul motorului, în poarta supapei de evacuare și în poarta supapei de

este mare se ilustrează prin valoarea negativă a gradului de postumplere $\varphi_{pu\alpha}$ la turația de 2000 rot/min. Datorită fenomenului de curgere inversă, cilindrul pierde în perioada întîrzierii la închidere a supapei aproape 15% din fluidul proaspăt ($\varphi_{pu} = -14{,}7\%$).

S-a cercetat variația parametrilor $\varphi_{pu\alpha}$, φ_{pu}, și la un al doilea motor din aceeași clasă, motorul A, la turația de 3000 rot/min. Se observă că fenomenul de curgere inversă se manifestă în tot intervalul definit de β_{is}. În final $\varphi_{pu} = -9\%$. Această particularitate a schimbului de gaze explică valoarea redusă a gradului de umplere la motorul B ($\eta_v = 0{,}673$).

BIBLIOGRAFIE

[1] *Șoiman, M., Grünwald, B.* : Cercetarea experimentală a schimbului de gaze la motoarele cu ardere internă, In : Buletinul I.P.B., Nr. 2, 1980.

CZ : 621.431

Corelația dintre durata de deschidere simultană a supapelor și concentrația produșilor poluanți din gazele de evacuare

Dr. ing. Samoil **SAVIUC** — I.C.P.T.T. București

Literatura de specialitate despre implicațiile fazelor de distribuție asupra concentrației emisiunilor nocive din gazele de evacuare

Rezultatele cercetărilor efectuate în diverse țări evidențiază influența apreciabilă a fazelor de distribuție asupra nivelului emisiunilor nocive din gazele de evacuare și demonstrează faptul că această problemă merită să i se acorde atenție.

În baza concluziilor desprinse de alți autori, R. M. Siewert își limitează cercetarea influenței fazelor de distribuție asupra noxelor la două faze : deschiderea supapei de admisiune și închiderea supapei de evacuare [7]. Fazele de distribuție au fost modificate utilizînd o serie de arbori cu cama de evacuare demontabilă, ceea ce a permis modificarea fazelor din 8,5° în 8,5° RAC. Prin creșterea cu 29 °RAC a perioadei de deschidere simultană a supapelor (pe seama sporirii avansului la deschiderea supapei de admisiune), emisiunea de hidrocarburi a scăzut cu 25%, iar cea de oxizi de azot s-a redus cu 38%. Prin eliminarea perioadei de deschidere simultană a supapelor (realizată întîrziind deschiderea supapei de admisiune), nu au rezultat modificări semnificative în emisiunea de hidrocarburi, în schimb au crescut cu 29% oxizii de azot. Pentru acest tip de motor, în plaja valorilor încercate, deschiderea supapei de admisiune nu a avut un efect important asupra emisiunii de oxid de carbon. Modificînd în avans închiderea supapei de evacuare pînă la eliminarea deschiderii simultane a supapelor, emisiunea de hidrocarburi a scăzut cu 25% iar cea de oxizi de azot cu 45%. Prin sporirea perioadei de deschidere simultană a supapelor de la 48 la 82° RAC, s-a obținut o reducere cu 18% a emisiunii de hidrocarburi și o micșorare cu 50% a emisiunii de oxizi de azot. Asupra emisiunii de oxid de carbon nu s-au obținut efecte semnificative.

Rezultatele cercetărilor efectuate pe un motor cu cilindreea de 5,8 l privind influența avansului și întîrzierii închiderii supapei de evacuare asupra emisiunii de oxizi de azot [3] au arătat că întîrzierea conduce la o mai mare scădere a concentrației acestei noxe decît un avans egal. La 1600 rot/min, întîrzierea la închiderea supapei de evacuare micșorează mai repede emisiunea de oxizi de azot, decît avansul la deschiderea supapei de admisiune ; la 2400 rot/min, ponderea reducerilor este inversă. Emisiunea de hidrocarburi în ambele regimuri de turații se micșorează identic, atît în funcție de avansul la deschiderea supapei de admisiune, cît și în funcție de întîrzierea la închidere a supapei de evacuare.

În laboratoarele de cercetare ale firmei General Motors Corp. au fost efectuate experimentări privind influența perioadei de deschidere simultană a supapelor și a dozajului asupra nivelului emisiunii de oxizi de azot [3]. Prin sporirea duratei deschiderii simultane a supapelor s-a obținut reducerea emisiunii de oxizi de azot cu 40% în condiții de laborator la turația de 1600 rot/min) și cu 40—50% în parcurs.

La regimul de mers în gol al unui motor de 1300 cm^3, cu ajutorul dispozitivului de distribuție balistică, s-a înregistrat posibilitatea de obținere a reducerii noxelor cu 80% pentru hidrocarburi și 65% pentru oxizi de azot (la o concentrație a oxidului de carbon de 1% [5].

Cercetările efectuate pe monocilindrul cu aprindere prin scînteie ASTM-CFR au arătat că sporirea deschiderii simultane a supapelor de la 0 la valoarea optimă, din punctul de vedere al emisiunii de oxizi de azot pentru 1200 rot/min, este însoțită de reducerea concentrației acestei noxe cu 30%, la accelerarea în sarcină și 70% în regim permanent [1].

Influența poziției pe ciclu a perioadei de deschidere simultană a supapelor asupra noxelor a fost cercetată experimental de G.B. Kirby, pe un motor cu aprindere prin scînteie de 6,38 l, utilizînd un set de patru arbori de distribuție [4]. Modificînd în avans cu 28° RAC poziția perioadei de deschidere simultană a supapelor, s-a obținut o reducere de 36% a emisiunii de oxizi de azot la valoarea maximă a presiunii medii efective. Cu motorul funcționînd la turația de 1200 rot/min și presiunea medie efectivă 2,95 kgf/cm^2, deplasarea în avans a poziției perioadei de deschidere simultană a supapelor cu 20° RAC a avut ca efect reducerea cu 33% a emisiunii de hidrocarburi.

★

★ ★

Prezentarea succintă a stadiului actual al cercetărilor experimentale de reducere a noxelor prin optimizarea fazelor de distribuţie ne permite să desprindem următoarele concluzii :

1. emisiunile de oxizi de azot şi hidrocarburi pot fi reduse substanţial prin sporirea avansului la deschiderea supapei de admisiune şi sporirea întîrzierii la închiderea supapei de evacuare, pe seama realizării recirculării interne a gazelor de ardere ;

2. optimizarea duratei şi a poziţiei pe ciclu a perioadei de deschidere simultană a supapelor s-a realizat fie pentru hidrocarburi şi oxid de carbon, fie pentru oxizi de azot ;

3. cu privire la regimul funcţional al motorului supus experimentărilor, toţi autorii şi-au concentrat atenţia asupra regimului de mers în gol şi asupra regimurilor de turaţii cu deschiderea maximă a clapetei de obturare. O singură lucrare [4] a abordat succint şi problema sarcinilor parţiale, fără însă a o corela cu regimurile reprezentative exploatării unui anumit autovehicul.

Stabilirea experimentală a corelaţiei dintre durata deschiderii simultane a supapelor şi concentraţia produşilor poluanţi din gazele de evacuare ale unui motor cu aprindere prin scînteie funcţionînd în regimuri de sarcină şi turaţie reduse

Experimentările au fost efectuate pe un motor ARO L-25 echipat cu un dispozitiv planetar pentru modificarea fazelor de distribuţie [2]. Metodica de lucru şi aparatura utilizată au fost prezentate în [6]. Regimurile în care au fost efectuate cercetările de laborator sînt :

— *regimul reprezentativ al exploatării urbane :* turaţia arborelui cotit $n = 1700$ rot/min, unghiul de deschidere a clapetei de obturare $\varphi = 9°45'$, puterea efectivă dezvoltată de motor $P_e = 14{,}0$ kW (coeficientul de sarcină $\varkappa = 52{,}5\,\%$) şi depresiunea medie în galeria de admisiune $\Delta p_{adm} = 240$ mm col. Hg ;

— *regimul reprezentativ al exploatării interurbane :* $n = 2500$ rot/min, $\varphi = 14°45'$, $P_e = 20{,}0$ kW $\varkappa = 48{,}5\,\%$) şi $\Delta p_{adm} = 70$ mm col. Hg.

S-a determinat bilanţul chimic al gazelor de evacuare pentru 20 variante ale duratei $\Delta\alpha_s$ şi poziţiei pe ciclu a α_i a perioadei de deschidere simultană a supapelor. Probele de gaze au fost prelevate în poarta supapei de evacuare a fiecărui cilindru în parte şi global pe motor, în conducta de evacuare.

Variaţia emisiunii de HC, NO_x şi CO în funcţie de $\Delta\alpha_s$ şi α_i (fig. 1 şi fig. 2) precizează corelaţia dintre deschiderea simultană a supapelor şi concentraţia produşilor poluanţi ai unui motor cu aprindere prin scînteie, funcţionînd în regimuri de sarcini şi turaţii reduse. Se observă faptul că la sporirea $\Delta\alpha_s$ de la 0° la o anumită valoare, emisiunea de HC şi CO scade realizînd cîte un minim. Sporirea în continuare a perioadei $\Delta\alpha_s$ determină creşterea emisiunii de HC şi CO. Emisiunea de NO_x variază invers.

Pentru $n = 1700$ rot/min (fig. 1), trecerea de la $\Delta\alpha_s = 30°$ RAC şi $\alpha_i = +3°$ RAC la $\Delta\alpha_s = 0°$ RAC şi $\alpha_i = -7°$ RAC determină

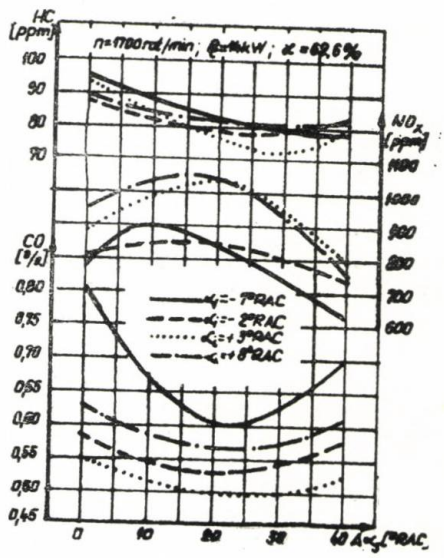


Fig. 1 Variaţia emisiunii de HC, NO_x şi CO, în funcţie de durata deschiderii simultane a supapelor.

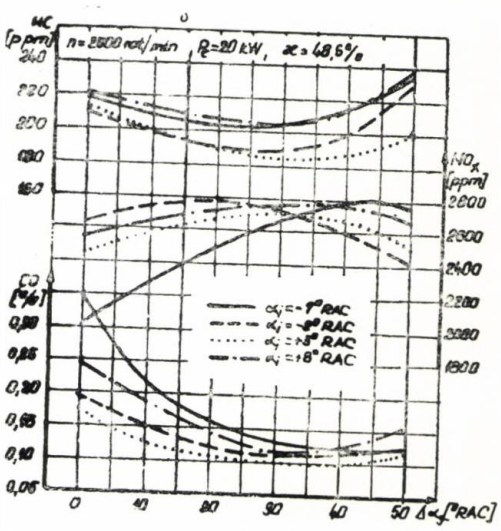


Fig. 2 Variaţia emisiunii de HC, NO_x şi CO, în funcţie de durata deschiderii simultane a supapelor.

creşterea hidrocarburilor cu 30 %, reducerea oxizilor de azot cu 19,8 % şi sporirea oxidului de carbon cu 61,5 %. Valoarea minimă a emi-

siunii de hidrocarburi și oxid de carbon s-a obținut pentru $\Delta\alpha_s = 25 \ldots 30°$ RAC și $\alpha_i = +3°$ RAC.

În regimul $n = 2500$ rot/min (fig. 2), valoarea minimă a concentrației de hidrocarburi se realizează la $\Delta\alpha_s = 30 \ldots 35°$ RAC pe curba $\alpha_i = +3°$ RAC; pentru oxidul de carbon, valoarea minimă s-a obținut pe aceeași curbă ($\alpha_i = +3°$ RAC) însă la o durată a deschiderii simultane ceva mai mare ($\Delta\alpha_s = 40°$ RAC). Din punctul de vedere al emisiunii globale de CO și HC, valoarea optimă a perioadei de deschidere simultană a supapelor este $\Delta\alpha_s = 40°$ RAC cu $\alpha_i = +3°$ RAC. Modificarea deschiderii simultane a supapelor de la această valoare optimă pînă la anulare ($\Delta\alpha_s = 0°$ și $\alpha_i = -7°$ RAC) conduce la creșterea emisiunii de hidrocarburi cu 20%, reducerea emisiunii de oxizi de azot și sporirea emisiunii de oxid de carbon cu 250%.

În ambele regimuri de sarcină parțială și turație redusă, deschiderea simultană a supapelor optimă, din punctul de vedere al emisiunii de HC și CO, corespunde cu valoarea determinată ca fiind optimă din punctul de vedere al performanțelor energetice și de economicitate [6].

Pentru toate variantele încercate, în ambele regimuri reprezentative de funcționare a motorului ARO L-25, au fost prelevate probe de gaze și din poarta fiecărei supape de evacuare. Analizînd în ansamblu rezultatele obținute s-a putut observa că variația concentrației noxelor pentru cilindrul **1** este analoagă cu cea pentru cilindrul **4**, iar pentru cilindrul **2** analoagă cu cilindrul **3**. Aceasta se explică, pe de o parte, prin faptul că colectoarele — așa cum sînt confecționate — asigură practic același dozaj pentru cilindrii **1** și **4**, respectiv **2** și **3** (valorile calculate prin bilanț chimic pentru coeficientul excesului de aer λ au fost aproape identice pentru cilindrii **1** și **4**, respectiv pentru cilindrii **2** și **3**) și, pe de altă parte, datorită regimului termic al chiulasei, măsurat în zona bujiilor, care a prezentat valori aproape identice pentru cilindrii **1** și **4**, respectiv **2** și **3**.

În cele patru poziții pe ciclu ale deschiderii simultane a supapelor, diferențele dintre alura de variație a curbelor și dintre duratele $\Delta\alpha_s$, la care se realizează concentrații minime de HC și CO la cilindrii **1** și **4** față de **2** și **3**, sînt aproximativ aceleași. Ținînd seama de acest fapt, precum și de faptul că poziția de $+3°$ RAC este optimă din punctul de vedere al performanțelor energetice, de economicitate și al emisiunilor nocive, în continuare se prezintă doar rezultatele obținute pentru această poziție (fig. 3 și 4).

Rezultatele obținute cu motorul funcționînd în regimul reprezentativ al exploatării urbane sînt prezentate în figura 3. Valorile minime ale emisiunii de HC diferă între diverși cilindri cu maxim 10%, iar diferența dintre deschiderile simultane ale supapelor la care se realizează aceste valori minime la diferiți cilindri nu depășește 6° RAC. Diferența dintre concentrația maximă de NO_x a cilindrului **4**, față de cilindrul **3**, este de 73%, în timp ce la cilindrul **2**, față de cilindrul **3**, este doar de 6,2%. Între cilindrul **3** și cilindrul **4** s-a obținut cea mai mare diferență între valorile emisiunii de CO. La cilindrul **3**, emisiunea minimă de CO este cu 73,5% mai mică față de valorea minimă obținută la cilindrul **4**; această diferență este de numai 14% între cilindrul **1** și **4**. Din punctul de vedere al emisiunii de oxid de carbon, valoarea optimă a deschiderii simultane a supapelor pentru cilindrii **1** și **4** este de 30° RAC, iar pentru cilindrii **2** și **3** este de 20° RAC.

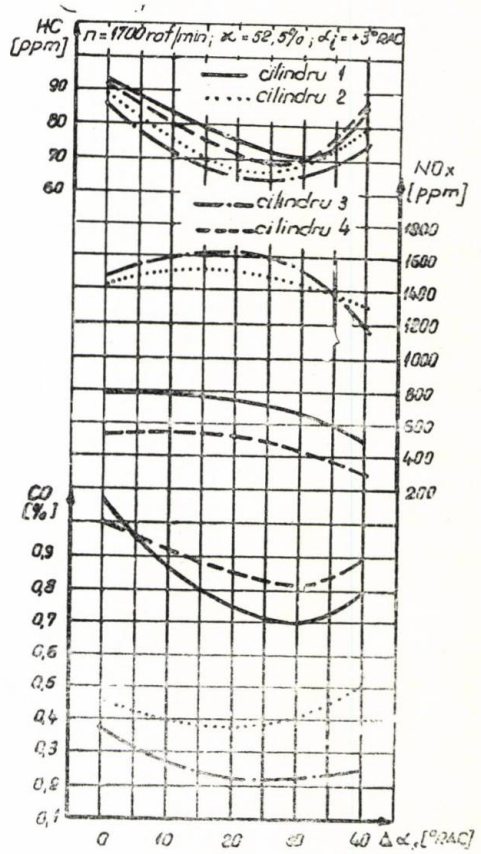


Fig. 3 Optimizarea deschiderii simultane a supapelor pentru fiecare cilindru.

În figura 4 sînt prezentate rezultatele obținute în regimul reprezentativ al exploatării interurbane. Se observă o diferențiere, în medie cu 27%, a emisiunii de HC pentru cilindrii **1** și **4**, față de cilindrii **2** și **3**. Concentrațiile minime de hidrocarburi în gazele de evacuare au avut loc pentru $\Delta\alpha_s = 35°$ RAC la cilindrii **1** și **4**; 24° RAC la cilindrul **2** și

33° RAC la cilindrul **3**. La $\Delta\alpha_s = 40°$ RAC, pentru cilindrii **1** și **4**, emisiunea de No_x a fost mai mică cu 15%, față de cea determinată pentru cilindrii **2** și **3**. Această diferență, mult mai mică față de cea obținută în regimul reprezentativ al exploatării urbane, se datorește faptului că diferența dintre regimul termic al

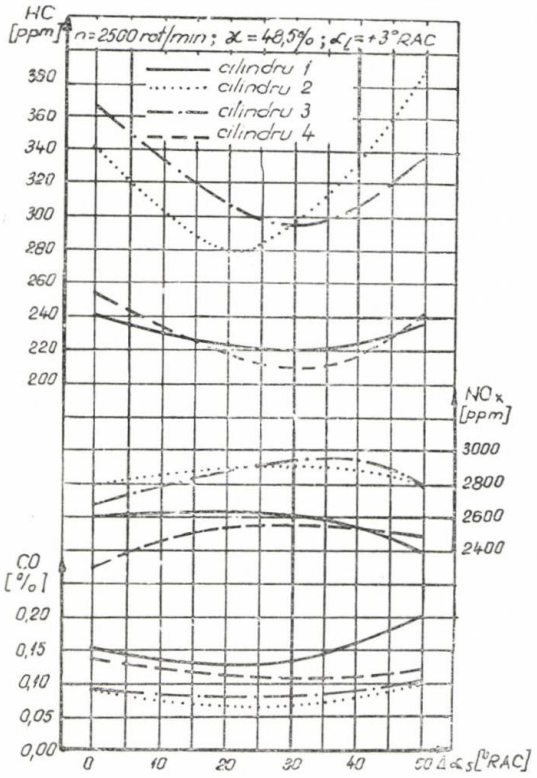


Fig. 4 Optimizarea deschiderii simultane a supapelor pentru fiecare cilindru.

cilindrilor **1** și **4** față de **2** și **3**, în acest caz, s-a redus considerabil. Pe întreaga plajă a valorilor $\Delta\alpha_s$, concentrația de CO pentru cilindrii **1** și **4** a fost mai mare, în medie cu 54%, față de cea realizată la cilindrii **2** și **3**. Valoarea deschiderii simultane a supapelor, la care s-a obținut concentrația minimă de CO, a fost de : 25° RAC pentru cilindrul **1** ; 25° RAC pentru cilindrul **2** ; 30° RAC pentru cilindrul **3** și 40° RAC pentru cilindrul **4**. Reglajul $\Delta\alpha_s$ corespunzător valorilor minime de CO și HC pentru fiecare cilindru a avut ca efect reduceri suplimentare neesențiale ale emisiunii globale a acestor noxe, față de cazul $\Delta\alpha_s = 40°$ RAC pentru toți cilindrii.

Reducerea concentrației de CO și HC, prin sporirea $\Delta\alpha_s$ de la 0° la o anumită valoare, atît a $n = 1700$ rot/min, cît și la $n = 2500$ rot/min (fig. 1, 2, 3 și 4), este explicabilă prin creșterea vitezei de reacție ca urmare a reducerii concentrației de gaze reziduale. Sporirea concentrației acestor noxe în domeniul valorilor mari ale lui $\Delta\alpha_s$ se explică prin amplificarea arderii incomplete ca urmare a acțiunii inhibitoare a gazelor reziduale, a căror concentrație crește, de astă dată, datorită curgerilor inverse prin supapa de admisiune și evacuare. Creșterea concentrației de NO_x cu sporirea lui $\Delta\alpha_s$ începînd de la valoarea $\Delta\alpha_s = 0°$ RAC (fig. 1, 2, 3 și 4) este explicabilă prin doi factori, unul fiind mărirea vitezei de ardere, celălalt reducerea concentrației de gaze reziduale. Primul factor determină o sporire a presiunii și temperaturii fluidului motor și amplifică viteza reacțiilor care generează NO_x Scăderea emisiunii de NO_x la valori mari ale perioadei $\Delta\alpha_s$ se explică nu numai prin micșorarea vitezei de reacție ci și prin recircularea internă a gazelor de ardere [6] și reducerea gradului de umplere.

* * *

Studiul efectuat privind corelația dintre deschiderea simultană a supapelor și concentrația produșilor poluanți din gazele de evacuare ale unui motor cu aprindere prin scînteie funcționînd în regimuri de sarcină și turație reduse, ne permite să **conchidem următoarele :**

1. În regimurile de sarcini și turații reduse, valoarea deschiderii simultane a supapelor determinată ca fiind optimă din punctul de vedere al performanțelor energetice și de economicitate corespunde cu valoarea optimă a perioadei $\Delta\alpha_s$ sub aspectul emisiunii de HC și CO.

2. Pe întreaga plajă de variație a valorilor perioadei de deschidere simultană a supapelor, emisiunea de oxid de carbon pentru cilindrii 1 și 4 este cu 54...73% mai mare, față de valorile obținute pentru cilindrii 2 și 3.

3. Reglajul deschiderii simultane a supapelor, corespunzător valorilor minime de CO și HC pentru fiecare cilindru în parte, are ca efect reduceri suplimentare neesențiale ale emisiunii globale a acestor noxe, față de cazul $\Delta\alpha_s = 40°$ RAC pentru toți cilindrii. Aceste reduceri nu justifică efortul de realizare și utilizare practică a unui arbore cu came cu $\Delta\alpha_s$ diferit de la cilindru la cilindru.

4. Știut fiind faptul că emisiunea de No_x, CO și HC se corelează satisfăcător cu viteza de ardere și concentrația de gaze reziduale, măsurările de noxe confirmă concluzia că micșorarea consumului specific de combustibil, realizată printr-o modificare adecvată a perioadei de deschidere simultană a supapelor, este determinată în primul rînd de creșterea eficienței procesului de ardere, ca urmare a reducerii gradului de recirculare internă a gazelor de ardere.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aiman, W. R.* : Engine speed and load effects on charge dilution and nitric oxide emission. In : S.A.E. Preprints, s.a., Nr. 720256, p. 9.

[2] *Dumitrescu, V., Saviuc, S.* : Dispozitiv planetar pentru variația fazelor de distribuție la motorul ARO L—25. In : Revista transporturilor și telecomunicațiilor, 4, 1979, p. 212—217.

[3] *Freeman, M.A., Nicholson, R.C.* : Valve timing for control of oxides of nitrogen (NO_x). In : S.A.E. Prepints, s.a. nr. 720121, p. 14.

[4] *Kirby, G.B.:* Variable cam timing as an emission control tool. In: S.A.E. Preprints, s.a. nr. 700673, p. 16 şi în: Expres Informaţia, 1971.

[5] *Paulmier, M.C.:* Distribution variable pour moteur a combustion interne a distribution par soupape. Effèts sur le performances et les émissions de gaz polluants à l'échappement. In: Ingenieurs de l'automobile, 6—7, 1974.

[6] *Saviuc, S.:* Optimizarea duratei de deschidere simultană a supapelor la motoarele cu aprindere prin scînteie. Teză de doctorat. Institutul politehnic Bucureşti, 1979.

[7] *Siewert, R.M.:* Changes in valve timing can reduce exhaust emissions. In: Automotive Engineering, 6, vol. 79, 1971, p. 40—44 şi în: Expres Informaţia, 40, 1971.

CZ : 621.892:621.822

Aplicarea criteriului grosimii minime a peliculei de lubrifiant pentru optimizarea lagărelor de motoare

Dr. mat. Ştefan **NEDELCU** — INCREST — Bucureşti
Dr. ing. Ermina **RĂDULESCU** — I.N.M.T. Bucureşti

Studiul lagărelor funcţionînd în regim nepermanent, frecvent întîlnite la maşinile termice, prezintă unele dificultăţi atît în tratarea teoretică cît şi în verificarea experimentală a fenomenelor de lubrificaţie hidrodinamică. De aceea mulţi cercetători au preferat acceptarea unui regim staţionar sau quasistaţionar în funcţionarea acestor lagăre, considerîndu-le încărcate cu o sarcină constantă echivalentă încărcării maxime pe ciclu de periodicitate, sau cu o sarcină constantă rotitoare, de valoare medie.

Ambele situaţii introduc erori importante în aprecierea fenomenelor reale din lagărele supuse la sarcini şi viteze variabile, conducînd fie la o supradimensionare nejustificată, fie la o subdimensionare periculoasă pentru buna funcţionare a acestora.

Optimizarea judicioasă a lagărelor cu regimuri de funcţionare dinamică, presupune o evaluare cît mai exactă a parametrilor funcţionali, pornind de la considerarea variaţiilor reale ale încărcărilor şi vitezelor.

Astfel, la lagărele motoarelor termice, cele mai semnificative din categoria studiată, criteriile de optimizare a jocurilor în condiţiile unei temperaturi de regim constante trebuie stabilite pornind de la diagrama polară de încărcare a lagărului, care furnizează mărimea şi direcţia sarcinii în fiecare moment şi de la cunoaşterea geometriei ambielajului şi a turaţiei, care permit stabilirea variaţiei în timp a vitezelor fusului şi cuzinetului.

Cel mai important criteriu de optimizare s-a dovedit a fi criteriul grosimii minime a peliculei. Acest criteriu permite alegerea valorilor optime ale parametrilor geometrici, cinematici şi de viscozitate.

Procesul de optimizare este aplicat pentru fiecare parametru separat, valorile optime fiind considerate cele care se asociază cu valoarea cea mai mare a grosimii minime a peliculei de lubrifiant (calculată teoretic sau evaluată experimental).

Optimizarea lagărelor supuse la viteze şi sarcini variabile (lagărele de motoare în general) cu ajutorul metodelor Analizei numerice va permite, în afara reducerii timpului de proiectare, evaluarea încă în faza de proiect a unor elemente privind tehnologia de fabricaţie şi montaj (cîmp de toleranţe, poziţionarea orificiului de alimentare) precum şi de exploatare (alegerea lubrifiantului optim).

1. Calculul teoretic al grosimii minime a peliculei.

Mecanismul de formare, în pelicule de lubrifiant a unui lagăr, a forţei portante este condiţionat de geometria lagărului, de vitezele celor două suprafeţe, de viscozitatea uleiului folosit şi de direcţia şi intensitatea forţei suportată de lagăr.

În condiţiile unei geometrii date, a unui ulei identificat prin viscozitatea sa dinamică μ şi a unui regim de forţe şi viteze cunoscut, cele două suprafeţe ale lagărului se vor aranja una în raport cu cealaltă astfel ca forţa de portanţă rezultată să echilibreze rezultanta forţelor exterioare. Considerăm ca exemplu ilustrativ şi de aplicare a metodei ce va fi expusă un lagăr circular, fig. 1.

Deoarece forţele de portanţă sînt intrinsec legate de sarcina $\vec{W}$ considerăm ca sistem de referinţă pentru fixarea poziţiei relative a suprafeţelor 1 şi 2 sistemul de coordonate polare ε, φ.

Începem prin a considera o poziție inițială $(\varepsilon_o, \varphi_o)$ a axului lagărului. Acestei poziții îi corespunde o forță portantă $\vec{F}_p$ care se poate să nu fie echilibrată de sarcina $\vec{W}$ la momentul inițial. Calculul lui $\vec{F}_p$ este echivalent cu calculul componentelor F_t și F_n cu expresiile următoare :

$$F_t = -\int_A p \cos\theta \, dA$$
$$F_n = \int_A p \sin\theta \, dA \qquad (1)$$

unde A este zona de presiuni pozitive de pe suprafața 2.

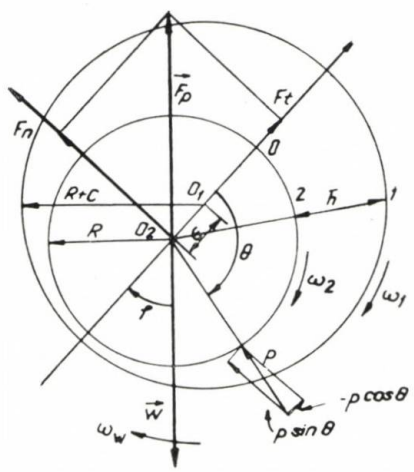


Fig. 1 Echilibrul forțelor dintr-un lagăr axial.

Distribuția de presiuni, p, se obține în urma rezolvării ecuației cu derivate parțiale de ordinul II liniare :

$$\frac{\partial}{\partial\theta}\left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial\theta}\right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}}\left(\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}}\right) =$$
$$= 12\mu(R/C)^2[\dot{e}\cos\theta + e(\dot{\varphi} - \bar{\omega})\sin\theta] \qquad (2)$$

unde :

$$\bar{\omega} = \frac{\omega_1 + \omega_2 - 2\omega_w}{2}$$
$$\bar{h} = 1 + e\cos\theta$$

și a condițiilor la limită de tipul :

$$\bar{p}(\theta, \pm L/2R) = 0$$
$$\bar{p}(\theta_1, \bar{z}) = 0$$
$$\frac{\partial p}{\varepsilon\theta}(\theta_1, \bar{z}) \geqslant 0$$
$$\theta_2 = \theta_1 + \Pi \qquad (3)$$

S-au folosit adimensionările $\bar{h} = h/C$, $\bar{z} = z/R$, și $e = \varepsilon/C$.

Pentru lagărele de alungiri mici se aproximează ecuația (2) cu alta care permite obținerea soluției : p, prin cuadraturi. Soluția dată de Ocwirk în acest caz este :

$$p(\theta, z) = -6\mu(R/C)^2(L/D)^2[1 - (2z/L)^2][\dot{e}\cos\theta +$$
$$+ e(\dot{\varphi} - \omega)x\sin\theta]h^{-3} \qquad (4)$$

Limitele θ_1 și θ_2 ale zonei de presiuni pozitive se obțin ca urmare a rezolvării sistemului.

$$\dot{e}\cos\theta_1 + e(\dot{\varphi} - \bar{\omega})\sin\theta_1 = 0$$
$$\dot{e}\sin\theta_1 - e(\dot{\varphi} - \bar{\omega})\cos\theta_1 \geqslant 0$$
$$\theta_2 = \theta_1 + \Pi \qquad (5)$$

În continuare urmărim raționamentul care a stat la baza metodei grafo-analitice a lui Booker.

Din ecuațiile de echilibru dinamic,

$$W\cos\varphi = F_t$$
$$W\sin\varphi = F_n \qquad (6)$$

rezultă componentele vitezei centrului O_2 în coordonate polare :

$$\dot{e} = \frac{W(C/R)^2}{\mu LD} M^e(e, \varphi, L, D, \theta_1, \theta_2)$$
$$e\dot{\varphi} = \frac{W(C/R)^2}{\mu LD} M^\varphi(e, \varphi, L, D, \theta_1, \theta_2) + e\bar{\omega} \qquad (7)$$

Sistemul (7) împreună cu condițiile de periodicitate cu perioada T, (perioada ciclului motor).

$$e(t) = e(t + T)$$
$$\varphi(t) = \varphi(t + T) \qquad (8)$$

permite determinarea traiectoriei centrului O_2 și deci a grosimei minime a peliculei de lubrifiant :

$$\bar{h}_{min} = 1 - e \qquad (9)$$

Calculul componentelor M^e și M^φ ale vectorului mobilitatea nu prezintă dificultate. Pentru determinarea limitei θ_1 folosim M^e și M^φ calculate și relațiile :

$$\dot{e}\cos\theta_1 + e(\dot{\varphi} - \bar{\omega})\sin\theta_1 = 0$$
$$\dot{e}\sin\theta_1 - e(\dot{\varphi} - \bar{\omega})\cos\theta_1 \geqslant 0 ; \qquad (10)$$
$$\dot{e} = KM^e ; \quad e(\dot{\varphi} - \bar{\omega}) = KM^\varphi$$

Folosind relaţiile (7) şi (10) rezultă :

$$\operatorname{tg}\theta_1 = -\frac{M^e}{M^\varphi} \tag{11}$$

cu soluţiile :

$$\theta_1^{(1)} = \operatorname{arc\,tg}\left(-\frac{M^e}{M^\varphi}\right)$$

$$\theta_1^{(2)} = \theta_1^{(1)} + \pi \tag{12}$$

Alegem valoarea $\theta_1^{(i)}$ pentru care

$$M^e \sin\theta_1^{(i)} - M^\varphi \cos\theta_1^{(i)} \geqslant 0$$

1.1. **Prezentarea datelor de intrare ale programului de calcul.**

Programul de calcul întocmit pentru lagărele supuse la sarcini şi viteze variabile urmăreşte verificarea performanţelor unor lagăre al căror parametrii geometrici şi funcţionali sînt cunoscuţi. De aceea se impune cunoaşterea următorilor factori : 1) Tipul lagărului ; 2) geometria acestuia ; 3) caracteristicile sale cinematice ; 4) caracteristicile uleiului utilizat ; 5) regimul de încărcare.

Tipul lagărului depinde de destinaţia sa, de ex. pentru motoare : lagăr de bielă (maneton) şi lagăr palier.

Geometria lagărului este presupusă, cunoscută fiind necesar a fi stabilită pe baza unui calcul preliminar, admiţînd o presiune specifică medie ce nu poate fi depăşită la încărcarea maximă apărută în lagăr. Stabilirea prealabilă a geometriei lagărului presupune şi alegerea jocului din lagăr pe baza recomandaţiilor existente în literatura de specialitate ; astfel jocurile relative recomandate în cazul lagărului de motor sînt cuprinse între 0,5‰ şi 1,5‰.

Caracteristicile cinematice ale lagărelor studiate se presupun a fi cunoscute prin cunoaşterea vitezelor de funcţionare ale diferitelor piese aflate în mişcare relativă (fus, cuzinet) precum şi a modului lor de variaţie în timp.

De aceea se impune folosirea ca date de intrare ale programului de calcul preconizat : a turaţiei de regim, a duratei ciclului termic (360° sau 720°), a intervalului de variaţie a sarcinilor din lagăr (ex. 10°).

Caracteristicile uleiului utilizat se iau în consideraţie stabilind ca dată de intrare viscozitatea dinamică a acestuia la temperatura de regim a motorului.

Cunoaşterea regimului de încărcare al lagărelor supuse la sarcini variabile presupune determinarea forţelor rezultante ce acţionează asupra unui lagăr în fiecare moment al unui ciclu motor, fapt rezultat din diagrama polară.

1.2. **Utilizarea programului de calcul la lagăre de motoare.**

Programul de calcul elaborat a fost aplicat în cazul unor motoare DIESEL : motorul de tractor tip D 1/15 în linie, motorul tip LDA-28 pentru locomotivele Diesel etc.

În primul caz au fost optimizate lagărul maneton şi lagărul palier cel mai solicitat de la motorul D 115, determinîndu-se variaţia grosimii minime a peliculei de lubrifiant în condiţiile unei viscozităţi constante, pentru trei jocuri diferite.

Rezultatele obţinute permit alegerea jocului optim al lagărelor, pentru care grosimea minimă a peliculei (h_{min}) are valoarea cea mai ridicată, situată deasupra valorii admisibile rezultată din prelucrare.

În cazul al doilea a fost efectuată o comparaţie între valorile grosimii minime stabilite teoretic şi respectiv experimental, pentru lagărul palier intermediar al motorului de locomotivă.

Verificarea principalilor parametrii funcţionali ai lagărelor cu forţe şi viteze variabile

Aplicarea metodelor numerice impune confruntarea rezultatelor teoretice cu cele obţinute pe cale experimentală.

În cazul de faţă au fost efectuate, în paralel, experimentări pe un stand de simulare a încărcării dinamice a lagărelor, existent la Institutul de Subingineri Reşiţa şi, respectiv, pe un motor Diesel tip LDA-28 aflat în funcţiune pe o locomotivă Diesel electrică.

Studiul teoretic şi experimental efectuat pe standul de laborator. Studiul experimental efectuat a urmărit determinarea grosimii minime a peliculei de lubrifiant cu ajutorul a doi traductori capacitivi (executaţi tot la I.S.R.), montaţi pe semicuzinetul inferior şi amplasaţi simetric, la 45° faţă de axa verticală a lagărului, în zona convergentă a acestuia, conform figurii 1.

Considerînd o schemă de încărcare variabilă, rezultată din compunerea unei forţe de presiune constantă cu o forţă rotitoare, şi antrenînd fusul lagărului model la o turaţie comparabilă cu cea de pe motor (750 rot/min), s-a măsurat variaţia capacităţii traductorilor **(CF 1 CF 3),** obţinîndu-se grosimea peliculei de lubrifiant în cele două zone (h_1 respectiv h_3) cu relaţia :

$$h_x = \frac{\varepsilon_u \cdot \varepsilon_0 \cdot S}{c_x},$$

în care :

ε_u este permitivitatea electrică a lubrifiantului ;
ε_0 este permitivitatea electrică a vidului ;
S este secţiunea pastilei capacitive.

În scopul verificării programului de calcul numeric al grosimii minime a peliculei de lubrifiant, au fost introduse — ca date inițiale, caracteristicile lagărului model studiat pe

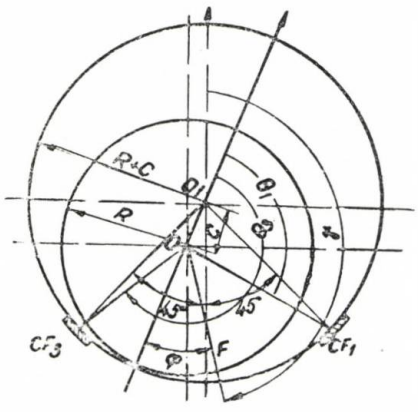


Fig. 2 Elementele geometrice necesare pentru calculul grosimii peliculei în dreptul traductorilor CF 1 și CF 3.

stand, obținîndu-se variația acesteia pe un ciclu motor, și cu ajutorul ei grosimea peliculei în secțiunile în care a fost măsurată (h_1 și h_3). Astfel, în baza notațiilor din figura 1 :

$$h_1 = C_R(1 + e \cdot \cos \theta_1)$$

$$h_3 = C_R(1 + e \cdot \cos \theta_3),$$

unde,

C_R este jocul radial ;
e este excentricitatea relativă ;
$\theta_1 = 315° - (\gamma + \varphi)$;
$\theta_3 = \theta_1 + 90°$

Rezultatele, obținute pe cale numerică (1) și experimentală (2) pentru variația grosimii peliculei de lubrifiant în secțiunea 1, sînt prezentate comparativ, în figura 2.

Studiul teoretic și experimental efectuat pe motorul LDA-28. Studiul experimental efectuat pe motorul LDA-28 de 2000—6000 CP, a comportat măsurarea grosimii peliculei de lubrifiant în zona convergentă pe axa verticală a lagărului palier 3 (fig. 3), folosind același procedeu ca și în cazul standului.

Variația grosimii peliculei de lubrifiant h_2 a fost înregistrată simultan cu diagrama indicată a motorului LDA-28, din care au rezultat încărcările lagărului studiat experimental.

Valorile lui h_2 au fost stabilite cu ajutorul capacității înregistrate C, folosind relația condensatorului plan :

$$h_2 = \frac{2250 \cdot \varepsilon_{ru}}{c}, \ [\mu m] ; \quad \varepsilon_{ru} = 3{,}37$$

Ca și în cazul precedent, caracteristicile tehnice ale acestui lagăr împreună cu regimul său de încărcare au constituit datele de intrare ale programului de calcul elaborat, obținîndu-se o variație teoretică a grosimii minime a peliculei de lubrifiant, cu ajutorul căreia se determină valoarea h_2 teoretică :

$$h_2 = C_R(1 + e \cdot \cos \theta_1) ;$$

$$\theta_2 \cong 360° - (\gamma - \varphi) ;$$

$$C_R = 0{,}0975 \text{ mm}.$$

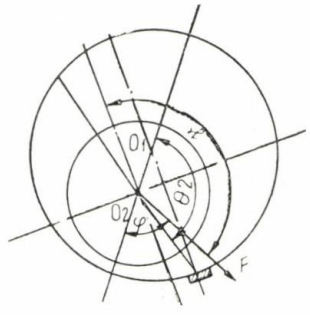


Fig. 4

În figura 4 au fost prezentate comparativ valorile teoretice și experimentale ale variației grosimii peliculei de lubrifiant, remarcîn-

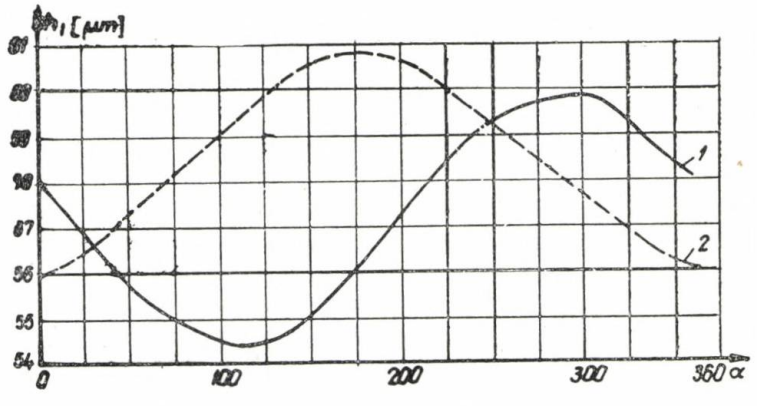


Fig. 3

du-se o apropiere deosebită a valorilor minime, adică cele mai interesante în comportarea lagărului.

Este evident însă că studiul comportării lagărelor funcționînd în regim nepermanent poate fi efectuat cu succes prin simularea funcționării acestora pe calculator.

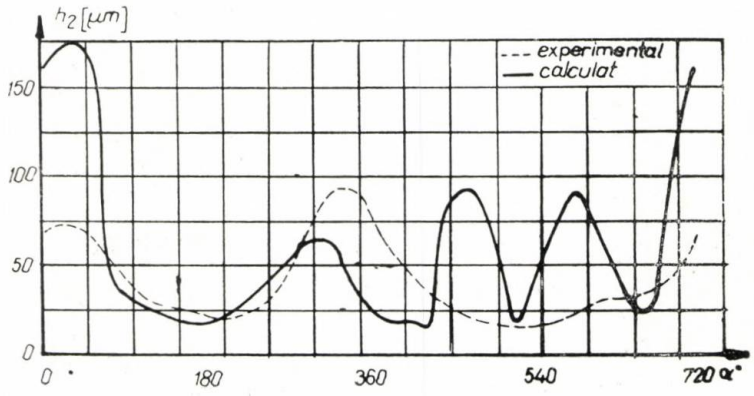


Fig. 5

Concluzii

Analizînd comparativ valorile teoretice și experimentale ale variației peliculei de lubrifiant se remarcă o concordanță bună, mai ales în cazul determinărilor de pe stand, abaterile la valorile maxime și minime fiind în jur de 1 μm.

Defazajul apărut între cele două curbe precum și abaterile mai sensibile în cazul variațiilor înregistrate pe motor, se explică fie prin neconsiderarea efectului termic în programul de lagăre, fie prin inerția determinărilor experimentale, în special la valori reduse ale grosimii peliculei de lubrifiant.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: Elaborarea unor programe de calcul perfecționate pentru proiectarea și verificarea lagărelor cu alunecare. — Memorii tehnice INCREST 1977—1978.

[2] *J.E. Booker*: Dynamically — Loaded Journal Bearings: Numerical Application of Mobility Method. ASME, ian. 1971.

[3] *St. Nedelcu*: Cercetări în teoria lubrificației. Teză de doctorat, 1979.

[4] *Al. Dobrescu*: Cercetări asupra lagărelor motoarelor Diesel de tracțiune feroviară în vederea măririi duratei și siguranței lor de funcționare. Teză de doctorat, 1979.

CZ : 621.436:662.61

Reducerea poluării la motoarele diesel prin ameliorarea procesului de ardere a combustibililor pe cale chimică

Chim. Doina **DINU-VERDEȚI**, dr. chim. Nistor **DINU**, dr. chim. Cristea **GREFF** — I.N.M.T. București

Generalități

Din totalitatea combustibililor utilizați pentru motoarele termice, aproximativ 30% din cantitatea lor este afectată funcționării motoarelor diesel. Combustibilii de tip diesel sînt amestecuri complexe de hidrocarburi, cu un interval de fierbere cuprins între 200 și 400°C. Hidrocarburile prezente aparțin claselor de alcani, cicloalcani, alchene și arene, cu structuri lineare, ramificate sau cu catene laterale adiacente sistemelor ciclice.

Cantitatea impresionantă de combustibili utilizată pentru funcționarea motoarelor diesel, legată și de micșorarea rezervelor de petrol, face necesară prelucrarea tuturor sorturilor și mai ales a petrolurilor inferioare, a fracțiunilor corespunzătoare rezultate la distilarea primară și chiar a unor fracțiuni din distilarea secundară a petrolului. De asemenea, numeroase cercetări pe plan mondial se referă la utilizarea și a altor surse de combustibili neconvenționali.

Deoarece pretențiile privind calitatea combustibililor diesel au crescut, fapt legat de perfecționarea și mărirea puterii motoarelor, s-a impus — ca o necesitate — îmbunătățirea proprietăților acestor combustibili prin aditivarea lor. Aditivii pentru combustibili sînt compuși chimici de sinteză, care completează caracte-

risticile naturale ale acestora şi le îmbunătăţesc performanţele, pentru întreaga arie de utilizare.

Clasificarea aditivilor folosiţi pentru îmbunătăţirea calităţii combustibililor pentru motoarele diesel se poate face în funcţie de funcţionabilitatea acestora, în modul următor :

a. aditivi care ameliorează procesul de ardere a combustibilului ;
b. aditivi care împiedică sau anihilează efectul dăunător al depunerilor ;
c. aditivi antioxidanţi ;
d. aditivi anticorozivi ;
e. aditivi care îmbunătăţesc proprietăţile la temperaturi joase (curgerea, filtrabilitatea ;
f. aditivi dispersanţi ;
g. alte tipuri de aditivi.

Aditivi care ameliorează procesul de ardere (aditivi antifum)

Fără îndoială, cei mai cercetaţi şi mai folosiţi aditivi pentru combustibilii motoarelor diesel sînt cei care îmbunătăţesc procesul de ardere. Ei au un aport pozitiv, însemnat, în două probleme de maximă importanţă atît pe plan naţional, cît şi mondial : economia de combustibil şi diminuarea poluării atmosferei datorită motoarelor diesel.

Aceşti aditivi îmbunătăţesc oxidarea combustibilului, uşurînd apariţia flăcării şi înlăturînd astfel funcţionarea necorespunzătoare a motoarelor. Îmbunătăţirea proprietăţilor de ardere se face prin mărirea cifrei cetanice, dar nu peste valoarea optimă. Aditivii folosiţi în scopul măririi cifrei cetanice asigură, pornirea uşoară a motoarelor.

Indiferent de clasa din care face parte, condiţiile pe care trebuie să le îndeplinească un bun aditiv, sînt următoarele :

— eficacitate cît mai ridicată la concentraţii relativ reduse ale aditivului ;
— o ardere completă, odată cu combustibilul, fără a lăsa depuneri (sau, eventual, foarte slabe depuneri) ;
— o bună solubilitate în combustibil şi, în acelaşi timp, o solubilitate foarte redusă în apă ;
— să fie stabil în combustibil la toate regimurile de exploatare ;
— să nu fie deficitar (să folosească materii prime indigene, uşor accesibile) ;
— tehnologiile de fabricaţie şi de condiţionare să nu fie laborioase ;
— să aibă un preţ de cost convenabil.

În literatura de specialitate sînt descrişi aditivi care îmbunătăţesc procesul de ardere a combustibililor de tip diesel (denumiţi şi aditivi antifum) care aparţin claselor de substanţe ce vor fi descrise în continuare.

Compuşi organici ai metalelor din grupa a II-a a sistemului periodic. În marea lor majoritate, aditivii antifum sînt săruri organice ale metalelor din grupa a II-a, respectiv, ale magneziului, calciului, stronţiului şi, mai ales, ale bariului.

Materiile prime de natură organică pentru prepararea aditivilor provin din resurse petrochimice şi sînt accesibile în cantităţi mari, deoarece servesc şi altor scopuri practice. În figura 1 sînt redaţi aditivii antifum pe bază de bariu, materiile prime organice folosite, ca şi o serie de compuşi anorganici utilizaţi în prepararea aditivilor.

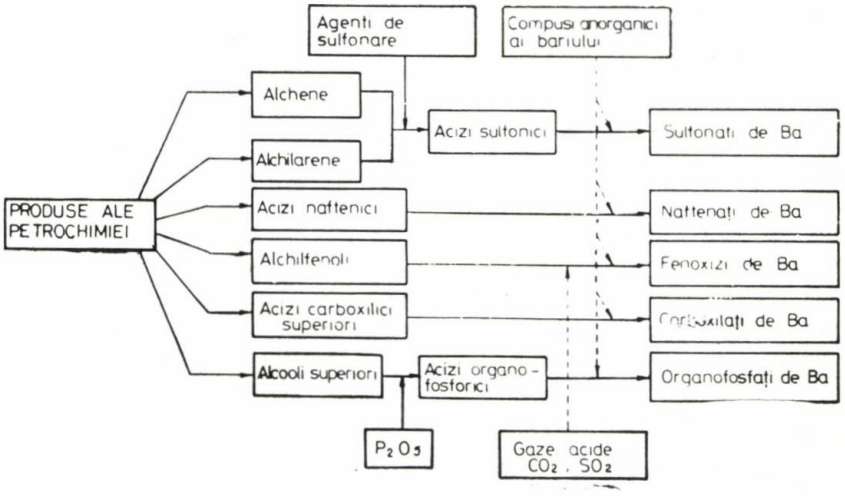
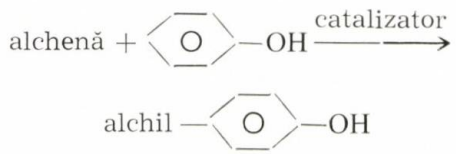


Fig. 1

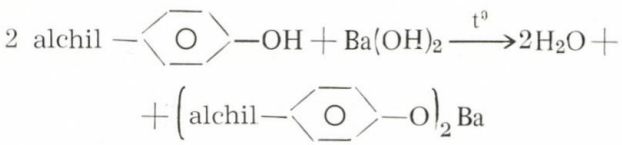
Pentru industria chimică românească, este perfect accesibilă producerea de fenoxizi de bariu care şi pe plan mondial sînt foarte mult utilizaţi datorită eficacităţii lor.

Într-o primă etapă, fenolul este alchilat cu ajutorul unei alchene :

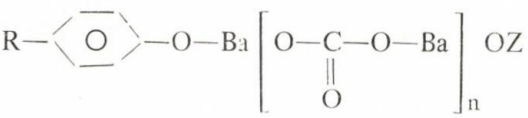


Catalizatorul utilizat este un acid protic (H_2SO_4, HF, HBF_4, H_3PO_4, acizi arilsulfonici) sau un acid Lewis (BF_3, $AlCl_3$). Alchilfenolul obţinut conţine o grupă alchil ramificată, cu cel puţin 8 atomi de carbon (octil, nonil, dodecil, hexadecil, octadecil etc.). Alchilfenolii servesc şi la prepararea unor agenţi de înmuiere, detergenţi etc.

În etapa a doua, alchilfenolul este transformat în alchilfenoxid de bariu care este aditivul propriu-zis :



Deobicei, este preparat un fenoxid de bariu „superbazic", ce conţine mai mult decît un echivalent de bariu pentru un mol de alchilfenol, cu următoarea formulă generală :

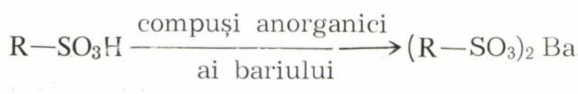


unde :

R = grupă alchil cu 8 sau mai mulţi atomi de carbon ;
n = număr întreg cu valori cuprinse între 0—8 ;
Z = radical acid organic.

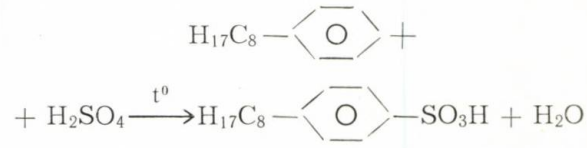
Pentru obţinerea acestui aditiv, alchilfenolul este tratat cu un exces de hidroxid de bariu (sau alt compus bazic al bariului), iar excesul de bariu este convertit în carbonat sau sulfit, prin barbotare de bioxid de carbon sau, respectiv, bioxid de sulf. Între fenoxidul de bariu şi carbonatul (sulfitul) de bariu se formează un complex solubil în combustibil. Un astfel de preparat prezintă avantajul de a avea o concentraţie mai mare de bariu în produsul condiţionat şi care ajunge la 20—30%.

Cu rezultate deosebite, în direcţia ameliorării arderii combustibililor de tip diesel, sînt folosiţi sulfonaţii de bariu.



în care R = alchil, alchenil, alchilaril sau hidroxialchil.

Acizii sulfonici utilizaţi în această reacţie sînt obţinuţi diferit, în funcţie de radicalul R. De exemplu, acizii sulfonici aromatici sînt preparaţi prin reacţia de sulfonare directă a substratului aromatic corespunzător :



O altă clasă de hidrocarburi, ce pot fi transformate în acizi sulfonici, sînt alchenele superioare ce se obţin din procesele de cracare şi de dehidrogenare ale alcanilor, sau din reacţiile de polimerizare joasă ale alchenelor inferioare (etenă, propenă, izobutenă).

Acizii naftenici, izolaţi din petrol, şi acizii carboxilici superiori, sintetici formează săruri de bariu solubile în solvenţi hidrocarbonaţi, deci şi în motorine, săruri care sînt utilizabile ca aditivi antifum.

Compuşii organici ai bariului au o eficacitate ridicată ca aditivi antifum, chiar la concentraţii mici. Astfel, la cantităţi de 50—50g p.p.m. Ba în combustibil de tip diesel, reducerea fumului poate să fie de aproximativ 65—70%.

Un dezavantaj al acestor aditivi îl constituie faptul că bariul, sub formă de compuşi anorganici (carbonat, sulfat), este eliminat în atmosferă prin gazele de eşapament şi constituie, la rîndul lui, o sursă de poluare a atmosferei.

Din acest motiv, în ultima perioadă de timp, au fost întreprinse numeroase cercetări şi au fost elaborate brevete în care sînt descrişi compuşi analogi (fenoxizi, sulfonaţi, carboxilaţi, organofosfaţi etc.) ai altor metale din grupa a II-a, cum ar fi magneziul şi calciul, ai căror derivaţi anorganici nu sînt toxici. Problemele ridicate de aditivii antifum pe bază de magneziu sau calciu sînt legate de o solubilitate mai scăzută a lor în solvenţi hidrocarbonaţi, ca şi de o eficacitate sensibil mai mică comparativ cu aditivii analogi pe bază de bariu.

Compuşi anorganici ai calciului şi bariului. Au fost preparaţi aditivi antifum care sînt constituiţi din dispersii extrem de fine de compuşi anorganici (carbonat, sulfat, clorură) ai calciului sau bariului. Dispersia de carbonat de bariu este preparată într-un eter (monoetileterul etilenglicolului sau propilenglicolului), care este un coaditiv, şi în prezenţa unui agent dispersant cum ar fi un carboxilat cuaternar de amoniu.

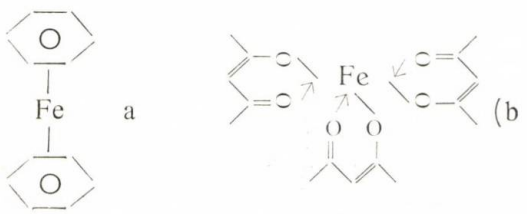
Aditivii din această clasă au o bună eficacitate (circa 60% reducere a fumului), dar prepararea şi conservarea dispersiilor este dificilă şi necesită respectarea riguroasă a unor con-

diții. Dintre cele două metale, ale căror săruri anorganice se pot utiliza drept aditivi antifum, mai eficace este bariul.

Compuși ai metalelor tranziționale. O categorie de aditivi antifum este constituită din diverși compuși ai metalelor tranziționale (fier, cobalt, mangan, zinc, zirconiu, vanadiu, crom, argint etc.). Compușii metalelor tranziționale pot fi atît anorganici cît și, mai ales, organici. Eficacitatea acestora din urmă, în diferite proporții sau amestecuri, s-a dovedit a fi superioară celei a aditivilor pe bază de amestecuri de natură anorganică.

Frecvența utilizării unor astfel de compuși este mai redusă, comparativ cu larga sferă de aplicație a aditivilor antifum pe bază de metale din grupa a II-a, dar cercetările întreprinse în domeniul aditivilor conținînd metale tranziționale sînt în plină dezvoltare, date fiind eficacitatea lor în reducerea fumului din gazele de eșapament și, implicit, contribuția sporită în ameliorarea combustiei în motorul diesel.

Dintre compușii fierului, utilizați drept aditivi antifum, se remarcă ferocenul (a) și acetilacetonatul feric (b).



Ferocenul, adăugat într-o cantitate de 0,1% în combustibil, reduce fumul cu 65%.

Fluorozincatul de potasiu, utilizat în cantități infime (circa 6—10 p.p.m.), în amestec cu o diamină terțiară, N, N, N', N' — tetrametil — 1,3 — butandiamina, are un remarcabil efect de îmbunătățire a procesului de ardere a combustibililor de tip diesel. Acest lucru este evidențiat atît de scăderea cantității de fum din gazele de eșapament, cît și prin diminuarea consumului specific de combustibil.

Aditivi complet organici. Aditivii antifum din cele trei clase menționate mai înainte conțin, fiecare dintre ei, un metal. Arderea lor, odată cu combustibilul, are ca rezultat formarea unui compus anorganic al metalului (oxid, carbonat, sulfat). O parte din această cenușă este eliminată, prin antrenare, în gazele de eșapament, dar, în multe cazuri, compușii anorganici ai metalului pot forma depozite pe diferite părți ale motorului. Această tendință trebuie împiedicată prin adăugarea, la compoziția aditivă, a unor agenți detergenți, de îndepărtare a depunerilor.

Pentru a evita depunerile de compuși metalici, la utilizarea aditivilor antifum, au fost întreprinse cercetări în vederea obținerii de aditivi complet organici, care ard în întregime în procesul combustiei, fără a forma o cantitate suplimentară de cenușă. În figura 2 sînt indicate clasele mai importante de aditivi antifum complet organici.

Majoritatea compușilor organici folosiți pentru îmbunătățirea procesului de ardere a combustibililor o constituie substanțele obținute în cantități mari de industria chimică organică. Ca exemple de astfel de compuși se pot

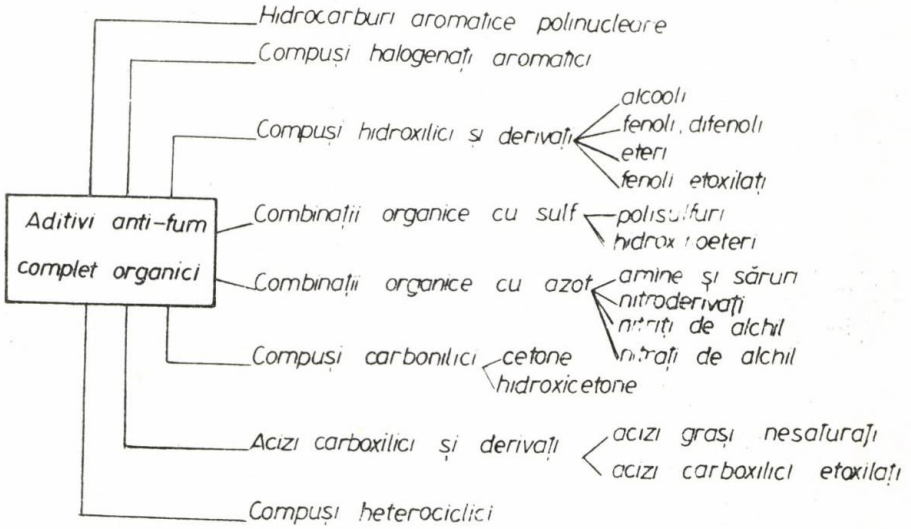


Fig. 2

Apropiat ca structură de ferocen este metilciclopentadieniltricarbonilmanganul, folosit efectiv ca aditiv antifum în cantități mai mici de 0,1%.

cita : naftalina, o-diclorbenzenul, i-propanolul, alcoolul benzilic, fenolul, benzilidenbis-fenolii, eteri ai etilenglicolului, eteri ai hidrochinonei, anilină, nitroalcanii, nitratul de amil, camfo-

rul, cetonele alifatice superioare, diaceton-alcoolul, dimerul acidului linoleic, acidului palmitic sau oleic etoxilați etc.

Considerații privind activitatea aditivilor care îmbunătățesc procesul arderii combustibililor de tip diesel.

Emisiile poluante ale motoarelor diesel. Arderea unor combustibili mai grei, cum sînt motorinele și fracțiunile imediat superioare, este mai dificilă și decurge incomplet. În locul unei reacții de ardere totală :

$$C_mH_n + \frac{4m + n}{4} O_2 \rightarrow mCO_2 + n/2H_2O,$$

au loc, în proporții mult mai mici, arderi incomplete de tipul :

$$C_mH_n + n/4O_2 \rightarrow mC + n/2H_2O,$$

oxidări parțiale a hidrocarburilor din combustibil, cu formare de derivați carbonilici (aldehide, cetone), sau chiar emisii de hidrocarburi nearse (alcani, alchene, arene) în gazele de eșapament.

Particulele foarte fine de carbon (funinginea, fumul negru), hidrocarburile nearse, derivații carbonilici etc., care se elimină în atmosferă, odată cu gazele de eșapament, constituie surse importante de poluare.

Fără îndoială, la amplificarea acestor emisii contribuie și starea motorului, dar acest aspect al problemei nu face parte din obiectul prezentului articol.

Emisiile poluante sînt cu atît mai importante, cu cît combustibilul folosit în motorul diesel are un punct final de fierbere mai ridicat. Motorinele clasice au puncte de fierbere cuprinse între 250—290°C (motorina I) și 290—350°C (motorina II), dar cum parcul de mașini a crescut foarte mult iar rezervele de petrol sînt epuizabile, a apărut necesitatea de a folosi drept combustibili și fracțiuni mai grele, cu puncte finale de distilare de aproximativ 400°C.

Acest fapt a necesitat măsuri care să contribuie la o mai bună ardere a combustibilului, să reducă emisiile poluante și, implicit, să contribuie la o folosire cît mai completă a combustibilului. Pe cale chimică, acest lucru se realizează cu ajutorul aditivilor antifum.

Modul de acțiune al aditivilor antifum. În funcție de natura lor, aditivii antifum pot acționa în mod diferit asupra arderii combustibililor. Aditivii complet organici se descompun destul de ușor, la temperaturi relativ joase (aprox. 200—300°C), din cauza structurii lor chimice și formează produși de descompunere, sau produși intermediari de oxidare, care au o temperatură de autoaprindere joasă. Nu întîmplător, majoritatea aditivilor pur organici sînt compuși care conțin oxigen. Comportarea aditivilor de acest tip contribuie la mărirea cifrei cetanice a combustibilului.

Se poate considera că și compușii organici ai metalelor din grupa a II-a au o comportare oarecum asemănătoare și care poate fi coroborată cu activitatea detergentă a acestor compuși.

În cazul compușilor bariului, cei mai activi aditivi antifum dintre compușii organici ai elementelor din grupa a II-a, se poate lua în considerare și capacitatea oxidului de bariu (ce se formează la arderea aditivului ce conține acest metal) de a reacționa reversibil cu oxigenul molecular :

$$2BaO + O_2 \underset{700°C}{\overset{500°C}{\rightleftharpoons}} 2BaO_2$$

oxigen pe care să-l cedeze apoi substanțelor din mediu (hidrocarburi, produși de oxidare parțială) pentru ca acestea să se oxideze complet.

Nu toți aditivii pur organici acționează în același mod cu cel expus mai înainte. Astfel, la combustibilii de tip diesel, au fost adăugați agenți care să diminueze tensiunea superficială a combustibilului contribuind, în felul acesta, la o dispersare — sub formă de micropicături — a combustibilului în aer, sau într-un amestec de aer și vapori de hidrocarburi. În general, se pot utiliza agenți tensioactivi neionici, sau foarte slab ionici, cu o valoare *HLB* de 2—8 și avînd proprietăți lipofile predominante. Reducerea tensiunii superioare a combustibilului, cu ajutorul unui aditiv tensioactiv, are ca rezultat o mai bună atomizare a combustibilului și, ca urmare, o mai bună ardere a lui.

Acțiunea aditivilor antifum ce conțin compuși ai metalelor tranziționale este catalitică. Acest fapt este susținut de activitatea lor deosebită, chiar și în cantități extrem de mici.

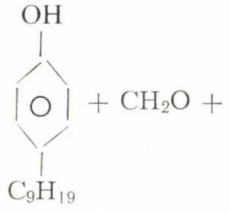
Aditivi antifum obținuți în cadrul I.N.M.T.

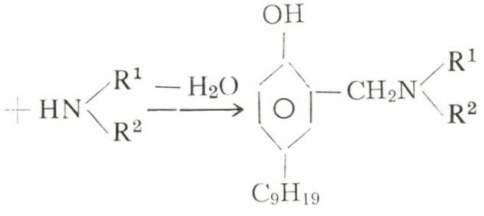
Au fost întreprinse cercetări în vederea obținerii, în țara noastră, a unor aditivi care să îmbunătățească procesul de ardere a unor combustibili grei (motorine grele, amestecuri de motorină și combustibili neconvenționali), aditivi care să fie preparați din materii prime indigene. În cele ce urmează vor fi arătate formulări generale ale aditivilor sintetizați, urmînd ca detaliile cercetărilor întreprinse să fie comunicate ulterior.

Aditivi obținuți de la nonilfenol. Nonilfenolul este un produs curent al industriei chimice organice și este larg utilizat în diverse

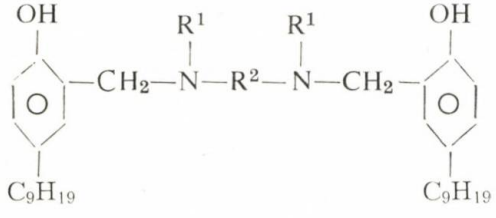
compoziții aditive pentru combustibil. De asemenea, el este larg utilizat pentru obținere de agenți tensioactivi neionici în urma reacției lui cu oxidul de etilenă.

Nonilfenolul a fost supus condensării cu formaldehidă și mono-, di- sau poliamine, conform reacției :





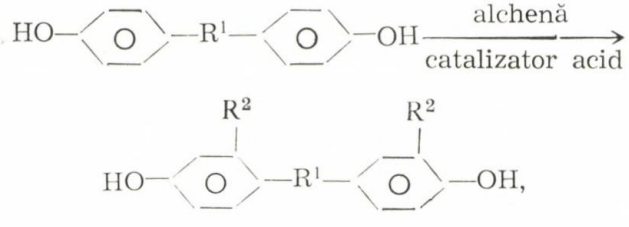
În funcție de amina utilizată, se pot forma aminofenoli de tipul următor :



Aminofenolii au fost apoi transformați în fenoxizi de bariu corespunzători care, pe lîngă proprietățile antifum, prezintă și o acțiune detergentă și antiacidă.

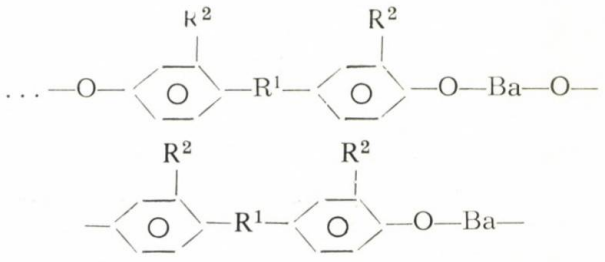
Aditivi obținuți din alchiliden-bisfenoli. Așa cum s-a arătat mai înainte, benziliden-bisfenolii sînt utilizați ca aditivi antifum de natură pur organică. A apărut, deci, interesant de a transforma bisfenolii, cu structură asemănătoare, în fenoxizi de bariu.

Alchiliden-bisfenolii au fost mai întîi alchilați cu alchene ramificate :



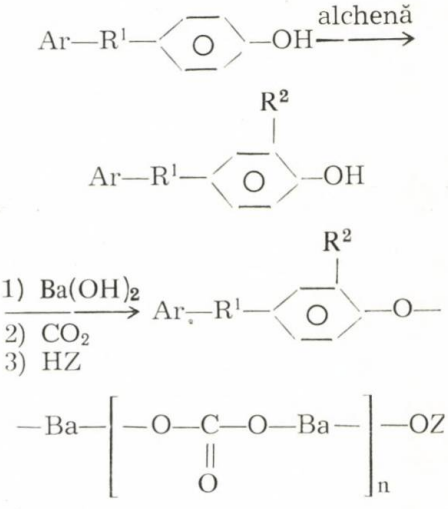
reacția avînd și scopul de a mări solubilitatea acestor compuși în solvenți hidrocarbonați.

În etapa următoare, bisfenolii alchilați au fost transformați în fenoxizi de bariu care pot avea o structură polimeră :



Aditivi obținuți din subproduse de la fabricarea fenolului. La prepararea fenolului din izopropilbenzen, se obțin și cantități importante de p-cumilfenol cu utilizări încă reduse.

După o prealabilă purificare a cumilfenolului, el a fost alchilat cu ajutorul unor alchene ramificate și apoi transformat în fenoxidul de bariu corespunzător.



Cercetările întreprinse asupra utilizării p-cumilfenolului au fost efectuate în colaborare cu tov. Popa Elena de la Facultatea de Tehnologie chimică, cu Institutul Național de Chimie, și cu Institutul Politehnic București.

Aditivii prezentați mai sus prezintă o bună solubilitate în solvenți hidrocarbonați și în combustibili de tip diesel și au o acțiune antifum apropiată de cea a unor aditivi clasici pe bază de bariu.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Nica, A., Dinu, A., Pîrvulescu, I., Dinu-Verdeți, Doina :* Alegerea și utilizarea lubrifianților și combustibililor pentru motoare termice, Ed. Tehnică, București, 1978.

[2] *Aramă, C., Grünwald, B., Dudaș, T., :* Combustibili și lubrifianți pentru motoare, Ed. Tehnică, București, 1962.

[3] *Aramă, C. :* Poluarea aerului de către motoarele cu ardere internă, Ed. Tehnică, București, 1975.

[4] *Marincaș, D., Negruș, E. :* Combustibili, lubrifianți și materiale speciale pentru automobile, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1977.

[5] *Ranney, M.W. :* Fuel Aditives, Noyes Data Corp., New Jersey, 1974.

[6] *Ranney, M.W. :* Fuel Aditives for Internal Combustion Engines, Noyes Data Corp., Park Ridge, 1978.

[7] * * *: Brevet R.S.R., 60556, (1977).
[8] * * *: Patent belgian, 863.280, (1972).
[9] * * *: Patent englez, 1.226.756, (1972); 1.267.275, (1972).
[10] * * *: Patent francez, 2.096.298, 2.097.468, 2.112.575, 2.114.465, 2.129.277, 2.130.802, 2.135.251, (1972); 2.305.491, (1976); 2.349.643, (1977).
[11] * * *: Patent turc, 55720, (1973).
[12] * * *: 3.634.051, 3.639.109, 3.691.075, 2.694.175, 3.704.105, 3.707.360, (1972); 3.798.012, 3.817.720, 3.849.084, (1974); 3.883.320, 2.891.401, 3.909.297, 3.902.868, 3.925.031, (1975); 4.153.567, (1979).
[13] *Ragimova, T.A.:* Azerb. Neft. Khaz., 52, 37, (1972); Chem. Abstr., 77, 64353 g, (1972).
[14] *Kumagai, S., Okada, H.:* Arch. Termodyn. Spalania, 7, 109, (1976); Chem. Abstr., 86, 173980 (1977).
[15] *Bazika, V.:* Stronjirenstri, 26, 309, (1976); Chem. Abstr., 86, 46862, (1977).
[16] *Maceaviriski, L.V., Rosinski, V.M.:* Khim. Tekhnol. Toplir i Masel, 11, 15, (1976).
[17] *Apostolescu, N.D., Matthew, R.D., Sawyer, R.F.:* SAE (Tech. Pap.), 1977, 770328; Chem. Abstr., 88, 173206, (1978).
[18] *Okada, H.:* Nippon Hakenyo Kikon Gakkaishi, 12, 891, (1977); Chem. Abstr., 88, 155437, (1978).
[19] *Panchapakesan, N.R., Nasrullan, M., Gopalakrishnan, K. V., Murthy, B.S.:* Proc. Natl. Conf. J.C. Engines Combust. 4 th, (1977), 1, E2, 61; Chem. Abstr. 90, 171164, (1979).
[20] *Otsubo, K., Trusaka, Y.:* Junkatsu, 23, 703, (1978); Chem. Abstr., 90, 154421, (1979).

CZ : 621.113/114

O cale de economisire a combustibilului la autovehiculele de circulație rutieră

Dr. ing. Nicolae **STOICA**, dr. ing. Nistor **DINU**, dr. ing. Lucian **TEODORESCU**, tehn. princ. Ștefan **BOȘNEGEANU**, ing. Stela **MANEA**, munc. spec. Victor **DEMEȘCO** — I.N.M.T. București

Introducere

Societatea modernă este de neconceput fără o impetuoasă dezvoltare a transporturilor de mărfuri, de persoane și a turismului. În gama tot mai variată a mijloacelor de transport, o mare pondere o au autovehiculele. Ritmul înalt de dezvoltare, pe plan mondial, a producției de autovehicule (în prezent există în circulație peste 350 milioane de mașini) și penuria impun găsirea unor soluții eficiente de perfecționare a motorului cu aprindere prin scînteie în vederea reducerii consumului de combustibil și al nivelului produșilor poluanți.

Pe plan mondial se înregistrează și o imensă activitate pentru aducerea în performanțele „la zi" a generațiilor precedente de motoare. În lucrare, se prezintă rezultatele obținute prin utilizarea unui procedeu de economisire a combustibilului și a reducerii nivelului produșilor poluanți, aplicabil autovehiculelor echipate cu motoare cu aprindere prin scînteie.

Descrierea procedeului

Acest procedeu constă în următoarele :

— înlocuirea difuzorului carburatorului (fig. 1) cu un alt difuzor care, prin turbionare, asigură o intensă amestecare a combustibilului cu aerul aspirat de către motor [1], [3];

— încălzirea separată a combustibilului într-un schimbător de căldură amplasat pe traseul (fig. 2) dintre pompa de benzină și carburator [2], [3].

Secțiunea minimă a difuzorului turbionar (fig. 1) este mai mică decît cea a difuzorului original, motiv pentru care o parte din aerul aspirat este obligat să treacă prin găurile **3**

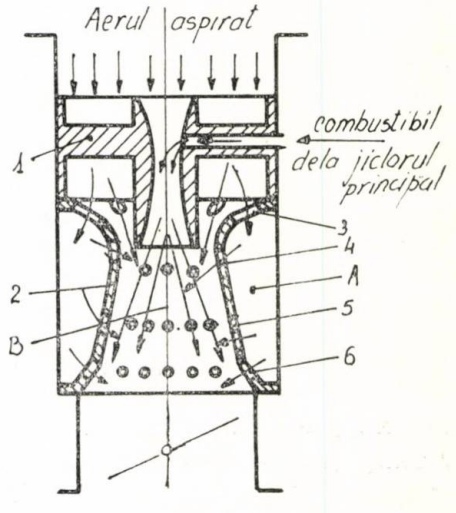


Fig. 1 Schema procesului de turbionare.
1 — centratorul existent ; 2 — difuzorul turbionar (varianta 2) montat în difuzorului original (varianta 1).

în spațiul inelar **A** format între peretele carburatorului și difuzor. Aerul ce a pătruns în spațiul **A** intră prin șirurile de găuri **4, 5** și **6** în spațiul **B** producîndu-se în acest fel o intensă amestecare între aer și vaporii de combustibil încălzit separat.

Pentru încălzirea separată a combustibilului, în schimbătorul de căldură (fig. 2), se folosește ca agent termic apa de răcire a mo-

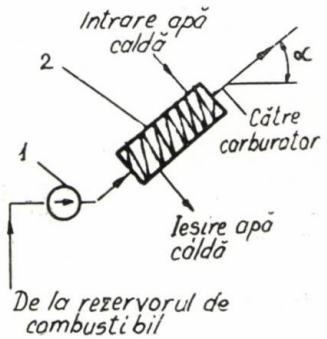


Fig. 2 Schema de montaj a încălzitorului de combustibil.
1 — pompa de combustibil ; 2 — încălzitorul de combustibil ; 3 — înclinarea încălzitorului de combustibil.

torului. În scopul evitării formării unor „dopuri" de vapori, este necesar ca schimbătorul de căldură să nu fie montat orizontal, ci înclinat față de orizontală cu un unghi $\alpha \simeq 45°$, asigurînd combustibilului un traseu cît mai ascendent.

S-a adoptat încălzirea separată a combustibilului, din necesitatea de a nu afecta coeficientul de umplere al motorului.

Rezultatele obținute pe stand

Procedeul a fost aplicat unui motor L-25, ce echipează autoturismele ARO. Încercările s-au efectuat pe stand și pe autoturism (în condiții de cale), folosind pentru început un carburator W-207.

În continuare, pentru a ușura expunerea, vom înțelege prin :

— varianta 1, situația cînd (pe stand sau pe autoturism), motorul a funcționat cu combustibil rece și cu carburatorul W-207 nemodificat ;

— varianta 2, siuația cînd (pe stand sau pe autoturism), motorul a funcționat cu benzină caldă (fig. 2) și cu carburatorul W-207 modificat (fig. 1).

În figura 3, se prezintă suprapuse curbele de izoconsum specific de combustibil, unde cele cu linie întreruptă corespund variantei **2,** iar cele cu linie plină variantei **1.**

Pe figură au fost trasate și curbele de putere corespunzătoare plinei admisiuni (100%) și sarcinilor parțiale de 85%, 70%, 55% și 40%.

Cele două șiruri de numere de pe curbă de putere de 100% reprezintă :

— cel de deasupra, consumurile specifice corespunzătoare variantei **2 ;**

— cel de al doilea consumurile specifice corespunzătoare variantei **1 ;**

Curbele de izoconsum specific de combustibil, trasate în figura 3, scot în evidență următoarele :

— la varianta **1,** zona cu consumuri specifice mai mici de 240 g/CP.h este foarte redusă (zona hașurată notată cu **C**), în comparație cu cea a variantei **2** (zona dintre curba de putere de 100% și curba punctată de izoconsum de 240 g/CP.h) ;

— la varianta **2** există și o zonă (notată cu **B**) de consumuri specifice sub 220 g/CP.h ;

— la varianta **2,** în cea mai mare parte a cîmpului de sarcini și turații cercetat, consumurile specifice de combustibil sînt mai mici de 260 g/CP.h ;

— la varianta **1,** domeniul de sarcini și turații mărginit de curba de izoconsum specific de combustibil de 260 g/CP.h este foarte redus ;

— în zona **A,** varianta 2 nu conduce la obținerea unor reduceri de consum de combustibil, însă această zonă este redusă.

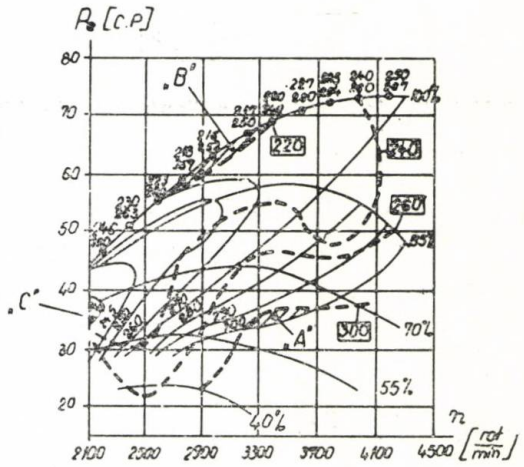


Fig. 3 Suprapunerea curbelor de izoconsum.
———— varianta 1 ;
— — — — — varianta 2.

În figurile 4 și 5, sînt prezentate valorile procentuale de oxid de carbon și hidrocarburi nearse din gazele de evacuare obținute pe stand cu variantele **1** și **2,** din care se observă valori foarte reduse ale acestor noxe în cazul variantei 2.

Rezultate pe cale

În condiții de cale, au fost efectuate încercări cu autoturismul ARO la viteze stabilizate cuprinse între 60 și 80 km/h. În cadrul aces-

tor încercări s-au făcut prelevări de gaze de eşapament şi măsurări de consum de combustibil. Gazele prelevate au fost supuse analizei cromatografice.

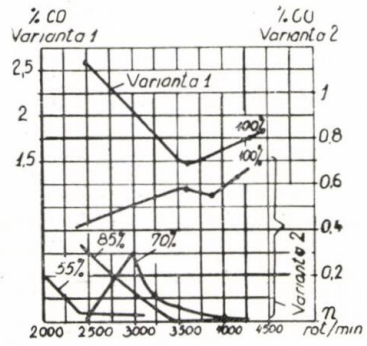


Fig. 4 Valorile procentuale ale oxidului de carbon din gazele de ardere pentru valorile **1** şi **2**, obţinute pe stand.

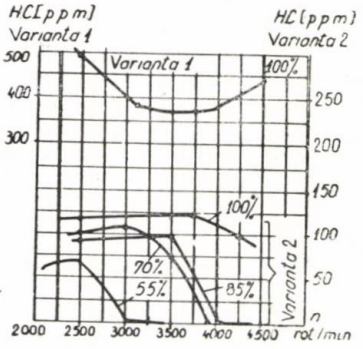


Fig. 5 Valorile în părţi pe milion(ppm) ale hidrocarburilor nearse din gazele de ardere, pentru variantele **1** şi **2**, obţinute pe stand.

În tabelul 1, sînt înscrise valorile consumurilor de combustibil obţinute cu cele două variante, precum şi reducerile de consum de combustibil realizate cu varianta **2**, în comparaţie cu varianta **1**.

Comparaţia consumurilor de combustibil obţinute pe cale cu variantele 1 şi 2

Tabelul 1

Viteza [Km/h]	Consumul de combustibil [l/100 Km]		Reducerea de consum de combustibil	
	varianta 1	varianta 2	l/100 Km	%
50	12,3	10,6	1,7	13,8
60	13,9	11,6	2,3	16,5
70	15,8	12,4	3,4	21,5
80	17,3	13,4	3,9	22,5

În domeniul de viteze investigat, consumul de combustibil se reduce în medie cu 3 l/100 km, adică cu peste 20%.

În ceea ce priveşte reducerea nivelului produşilor poluanţi (varianta 2), rezultatele sînt, de asemenea, extrem de convenabile. Astfel,

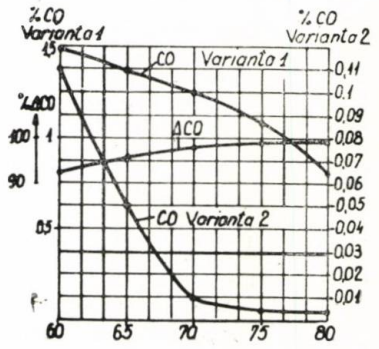


Fig. 6 Valorile procentuale ale oxidului de carbon din gazele de ardere pentru variantele **1** şi **2**, obţinute pe cale.

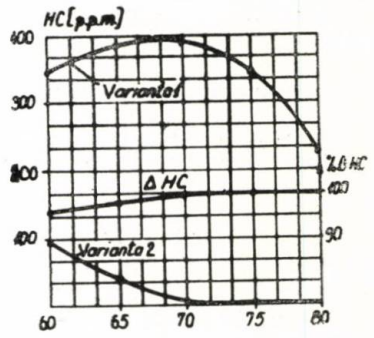


Fig. 7 Valorile în părţi pe milion(ppm) ale hidrocarburilor nearse din gazele de ardere, pentru variantele **1** şi **2**, obţinute pe cale.

în comparaţie cu varianta **1**, procentul de oxid de carbon (fig. 6) din gazele de ardere scade, prin folosirea variantei **2**, cu peste 90% (curba CO), iar hidrocarburile nearse cu peste 95% (curba HC din fig. 7).

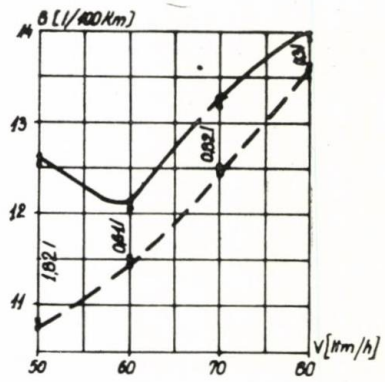


Fig. 8 Comparaţia consumurilor de combustibil obţinute în condiţii de cale.
——— motor autoturism ARO cu carburator W—250 şi ε = 8
— — — motor autoturism ARO cu carburator W—207 cu difuzor, turbionar şi încălzitor de combustibil (varianta 2).

Analiza gazelor de ardere

Tabelul 2

Viteza [Km/h]	N_2 %	O_2 %	CO %	CO_2%	CH_4 p.p.m.	C_2H_6 p.p.m.	C_3H_8 p.p.m.	C_4H_{10} p.p.m.
VARIANTA 2								
50	77,89	1,84	0,8830	10,5	138	98	—	—
60	77,77	1,54	0,1130	11,9	97	—	—	—
70	78,01	1,35	0,0081	12,0	—	—	—	—
80	77,45	2,08	0,0041	12,0	—	—	—	—
VARIANTA MOTOR L-25 CU CARBURATOR W-250 ŞI $\varepsilon = 8$								
50	77,09	2,42	1,787	10,1	189	117	80	—
60	77,54	0,946	1,025	12,4	115	100	—	—
70	76,58	0,905	0,448	13,4	120	67	—	—
80	76,73	1,14	0 238	13,4	119	87	—	—

Varianta 2 a fost aplicată fără nici o adaptare motorului autoturismului ARO cu raportul de comprimare $\varepsilon = 8$ şi carburator W-250, iar rezultatele de consum de combustibil şi de produşi poluanţi sînt prezentate în figura 8 şi respectiv în tabelul 2.

Se observă, chiar şi în această situaţie, o reducere medie de consum de combustibil de 0,9 l/100 km (fig. 8) şi o masivă scădere a nivelului produşilor poluanţi (CO şi HC în tabelul 2).

Menţionăm că, în timpul tuturor încercărilor, regimul termic al motorului echipat cu varianta **2** nu a fost mai ridicat decît cel cu varianta **1**, iar calităţile dinamice ale autoturismului au rămas practic neschimbate.

BIBLIOGRAFIE

[1] * * *: Brevet, România, nr. 58164/74.

[2] * * *: Brevet, România, nr. 58165/74.

[3] *Stoica, N., Teodorescu, L., Boşnegeanu, St,. Manea, Stela, Demeşco, V.:* Procédé mixte pour l'amélioration des performances du moteur à allumage par étincelle. Rev. Roum. Sci. Techn. — Electrotechn. et Energ., 25, 1, pg. 135—140, Bucarest, 1980.

CZ : 621.113/114

Un procedeu de creştere a economicităţii motorului în mediul urban şi de reducere a poluării

Dr. ing. Nicolae **STOICA**, dr. ing. Nistor **DINU**, dr. ing. Lucian **TEODORESCU**, tehn. princ. Ştefan **BOŞNEGEANU**, ing. Stela **MANEA**, munc. spec. Victor **DEMEŞCO** — I.N.M.T. Bucureşti

Introducere

În literatura de specialitate [1], sînt foarte cunoscute cazurile cînd, pentru a reduce printr-o anumită metodă nivelul produşilor nocivi din gazele de ardere, s-a acceptat reducerea puterii motorului şi creşterea consumului specific de combustibil cu peste $10 \div 15\%$.

Exploatarea autoturismelor în mediul urban este caracteristică utilizării numai a unei anumite părţi din puterea maximă şi predomină funcţionarea motorului în regimuri tranzitorii (mers în gol, accelerare, decelerare) precum şi utilizarea foarte frecventă a treptelor inferioare ale cutiei de viteze.

Urmările principale ale caracteristicilor de exploatare a autoturismelor în mediul urban sînt :

— creşterea importantă a consumului de combustibil ;

— un nivel ridicat de produşi poluanţi în gazele de eşapament.

În lucrare, se prezintă rezultatele obţinute pe o cale de detarare a motorului, care favorizează îmbunătăţirea formării amestecului în zona carburatorului, ceea ce conduce la reducerea consumului de combustibil şi nivelului de produşi poluanţi. Ţinînd seama că procedeul se referă la motoare de autovehicule cu circulaţie în mediul urban, reducerea puterii însoţită de creşterea economicităţii motorului constituie un prim avantaj. Acest procedeu mai are avantajul că poate fi aplicat, fără modificări constructive, şi motoarelor aflate deja în serviciu.

Realizarea procedeului

Procedeul constă în amplasarea într-un carburator (32 IRM pentru Autoturismul Dacia — 1300) a unui dispoziiv original [2]. Acest dispozitiv va fi denumit în continuare, difuzor **U**.

Schema de montaj și funcționare a difuzorului **U** este prezentată în figura 1.

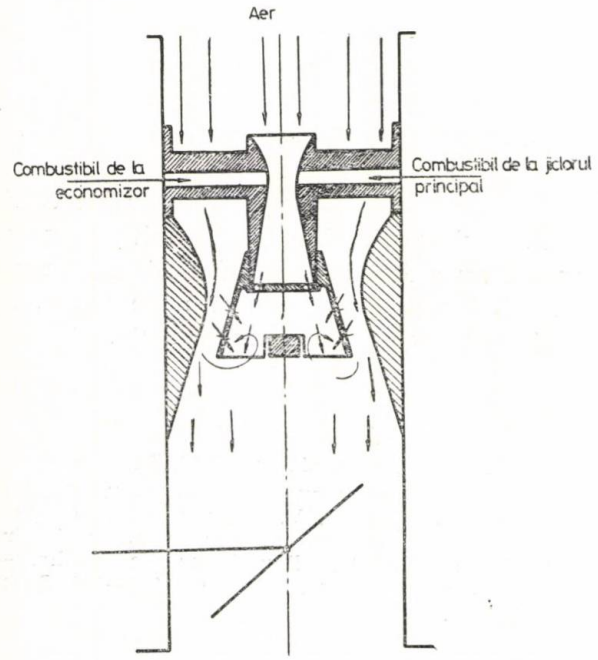


Fig. 1 Schema de montaj, și funcționare a difuzolui U.
1 și 2 — orificii ; 3 — difuzorul U ; 4 — difuzorul carburatorului ; 5 — centratorul ; 6 — traversă ; 7 — difuzorul centrator.

Difuzorul a fost proiectat, executat și experimentat la Institutul Național de Motoare Termice și permite amestecarea aerului cu combustibilul în trei etape :

a) încărcătura proaspătă (aer și combustibil) aspirată prin difuzorul centralizatorului suferă o primă amestecare în acest difuzor și la trecerea prin orificiile **2** ;

b) în difuzorul **U** are loc o nouă amestecare a încărcăturii proaspete cu aerul ce trece prin orificiile **1** ;

c) sub difuzorul **U** continuă amestecarea încărcăturii proaspete cu aerul ce trece spațiul inelar dintre difuzorul **U** și difuzorul **4.**

Această amestecare în etape pulverizează mai bine picăturile de combustibil, uniformizează dozajele între cilindri și reduce depunerile de combustibil pe pereții galeriei de aspirație ; prin urmare consumul de combustibil și nivelul produșilor poluanți vor scădea.

Utilizarea difuzorului **U** conduce la următoarele [3] :

— prin prezența sa în clasa amestecului carburant aspirat, el constituie o rezistență suplimentară și din acest motiv umplerea cilindrilor și puterea motorului micșorează.

Reducerea puterii corespunde unei detarări a motorului și aceasta permite folosirea în mediul urban a unei benzine cu cifră octanică mai scăzută fără apariția detonației.

— la plină sarcină depresiunea în dreptul prizei de avans vacuumatic se mărește și este posibil ca din acest motiv la turații foarte ridicate (tabelul 1) avansul la declanșarea scînteii electrice să crească deoarece tija de avans vacuumatic începe să fie acționată de la depresiuni $\geqslant$ 75 mm col. Hg. Deoarece turațiile sînt ridicate, pericolul apariției detonației este practic inexistent chiar și în cazul utilizării unor benzine cu cifre octanice inferioare.

Depresiunile la priza de avans vacuumatic pentru sarcina de 100%

Carburator de serie (02342)

Tabelul 1

n rot/min	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Depresiune la priza de avans vacuumatic mm colHg	17	22	24	40	48	48,5	49

Carburator de serie (02342) cu difuzor U

Tabelul 1

n rot/min	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000
Depresiune la priza de avans vacuumatic mm colHg	28	42	50	68	88	106	135

— la aceeași turație pe sarcini parțiale, pentru ca motorul să dea aceeași putere, trebuie ca clapeta de accelerație să fie deschisă mai mult decît în cazul cînd difuzorul **U** n-ar fi montat în carburator. Din acest motiv pe de o parte, depresiunea (tabelul 2) în dreptul prizei de avans vacuumatic scade (deci se reduce și avansul vacuumatic), iar pe de altă parte are loc, mai timpuriu, dezamorsarea orificiului de mers încet și a celor de progresiune, precum și amorsarea jiclorului principal.

Depresiunile la priza de avans vacuumatic pentru turația de 4000 rot/min Carburator de serie (02342)

Tabelul 2

Forța la frînă kgf	1,5	3	4,5	6	7,5	9
Depresiunea la priza de avans vacuumatic mm col Hg	435	395	339	273	218	160

Carburator de serie (02342) cu difuzor U

Tabelul 2

Forța la frînă kgf	1,5	3	4,5	6	7,5	9
Depresiunea la priza de avans vacuumatic mm col Hg	411	360	285	225	180	130

Amorsarea, mai devreme, a jiclorului principal are avantajul că motorul primește combustibil bine pulverizat într-o gamă mai largă de sarcini și turații. Rezultă că acest procedeu devine foarte avantajos la formarea amestecurilor combustibile cu metanol.

Rezultate obținute

Pentru a se putea ajunge la concluzii corecte cu privire la eficacitatea acestui dispozitiv au fost efectuate cercetări în laborator, pe cale la viteze stabilizate, pe cale simulînd traficul urban, pe un stand cu rulouri și în oraș.

La sfîrșitul acestor încercări s-a căutat să se scoată în evidență reducerile de consum specific și de produși poluanți care se obțin, prin utilizarea dispozitivului menționat, față de un carburator de serie 32 IRM (02342), față de carburatorul etalon tip 32 IRM (149015) și față de carburatorul etalon tip 32 IRMA (0023).

În figura 2, sînt reprezentate, pentru plină sarcină (100%), în plaja de turații de 2000—5000 rot/min., curbele de putere și consum specific de combustibil obținute astfel :

a) cu motorul funcționînd echipat succesiv cu cele trei carburatoare și cu benzină CO 98 ;

b) cu motorul funcționînd echipat cu fiecare carburator, în care s-a montat difuzorul **U** și s-a folosit pentru alimentarea motorului benzină CO 90.

Carburatorul de serie (02342) a fost ales astfel încît să fie foarte apropiat de carburatorul etalon tip 32 IRM.

Se observă următoarele :

— puterea maximă a motorului echipat succesiv cu cele trei carburatoare, în care s-a montat difuzorul **U**, este cuprinsă între 44 ÷ 46 CP, suficientă ca mărime traficului urban ;

— curbele de consum specific de combustibil obținute cu cele trei carburatoare fără difuzorul **U** sînt foarte dispersate ;

— utilizarea difuzorului **U** reduce această dispersie ;

— la turația de 5000 rot/min. se obțin reducerile minime de consum specific de combustibil, cuprinse între 10 ÷ 12 g/CP.h ;

— în jurul turației de 2800 rot/min, se obțin reduceri maxime de consum specific de combustibil cuprinse între 25 ÷ 45 g/CP.h.

În figurile 3 și 4 sînt suprapuse curbele de izoconsum obținute cu două carburatoare (serie 02342 și etalon 32 IRM, 149015) în variantele cu și fără difuzorul **U**.

Prin utilizarea carburatorului cu difuzorul **U**, motorul nu mai funcționează în zona hașurată, fapt ce echivalează cu deplasarea economicității sale spre sarcini mai mici (în întreaga gamă de turații) proprii exploatării urbane. Detararea motorului, prin acest procedeu, a condus la îmbunătățirea economicității sale în medie cu peste 20 g/CP.h. Acest procedeu mai prezintă avantajul că permite utilizarea benzinei CO 90 neetilate, în locul celei

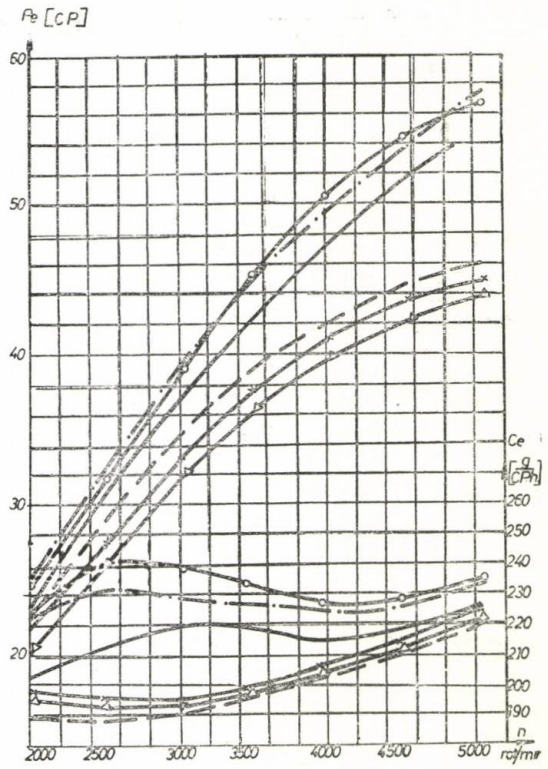


Fig. 2 Comparația puterilor efective și a consumurilor specifice de combustibil la sarcina de 100%.

—●— carburator de serie (02342) cu benzină CO 90;
— — — — carburator de serie (02342) cu difuzor U și benzină CO 90 ;
O———O carburator etalon (149015) tip 32 IRM cu benzină CO 98 ;
×———× carburator etalon (149015) tip 32 IRM, cu difuzor U și benzină CO 90 ;
——————— carburator etalon (0023) tip 32 IRMA cu benzină CO 98 ;
△——△ carburator etalon (0023) tip 32 IRMA cu benzină CO 90.

de CO 98 etilate, fără apariția fenomenului de detonație eliminînd în acest caz din gazele de eșapament compușii nocivi ai plumbului.

În figura 3, pe curba (CD curba presiunii medii efective la sarcina de 100% pentru carburatorul de serie 02342 cu difuzor **U** și benzină CO 90) au fost înscrise două șiruri de numere :

— cel de jos reprezintă consumurile specifice de combustibil pentru carburatorul de serie 02342 cu difuzor **U** și benzină CO 90 ;

— cel de deasupra reprezintă consumurile specifice de combustibil pentru carburatorul de serie (02342) cu benzină CO 98, motorul funcționînd însă tot după curba CD.

Se observă că se obțin consumuri specifice mai mici în cazul carburatorului de serie (02342) cu difuzor **U** și benzină CO 90.

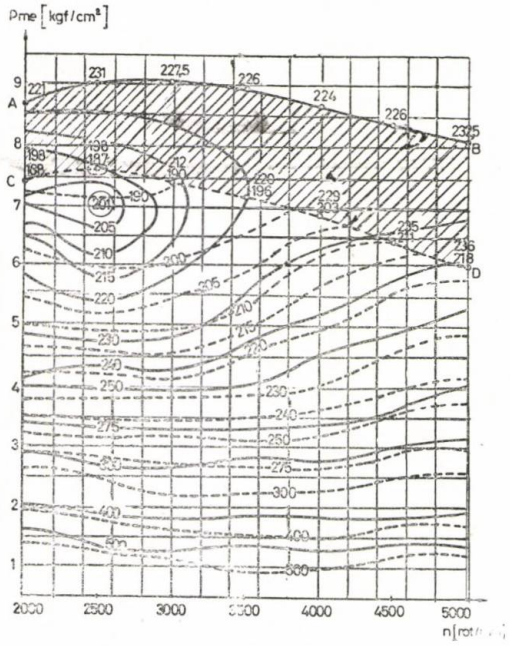


Fig. 3 Suprapunerea curbelor de izoconsum :
a) ——— carburator de serie (02342) cu benzină CO 98;
b) — — — carburator de serie (02342) cu difuzor U și benzină CO 90 ;
A — B — curba presiunii medii efective corespunzătoare cazului „a" la sarcina de 100%.
C — D — curba presiunii medii efective corespunzătoare cazului „b" la sarcina de 100%.

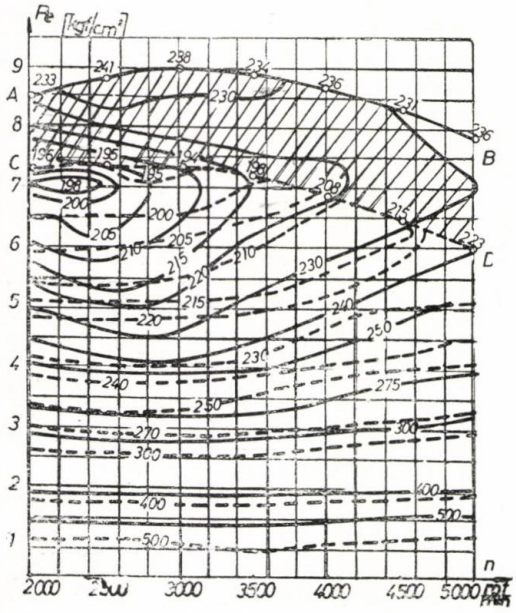


Fig. 4 Suprapunerea curbelor de izoconsum :
a) ——— carburator etalon (149015) tip 32 IRM cu benzină CO 98 ;
b) — — — — carburator etalon (149015) tip 32 IRM cu difuzor U și benzină CO 90 ;
AB și CD : curbele de presiune medie efectivă pentru sarcina de 100%, corespunzătoare cazurilor „a" și respectiv „b".

Reducerile de consum specific de combustibil obținute pe stand, la sarcini parțiale, cu carburatorul etalon 32 IRMA (0023), în variantele cu și fără difuzorul **U**, au fost mai mici decît cele obținute cu carburatorul de serie (02342) și cu cel etalon 32 IRM (149015). După cum se observă din figura 2 aceste reduceri sînt însă importante la sarcina de 100%.

În tabelele 3, 4 și 5, sînt înscrise — pentru sarcină 100% precum și pentru diverse sarcini parțiale precizate prin forța F la frînă — reducerile procentuale de oxid de carbon (CO) și hidrocarburi nearse (HC) din gazele de ardere, reduceri obținute prin funcționarea carburatoarelor cu difuzorul **U**.

Reducerile procentuale de oxid de carbon (CO) și hidrocarburi nearse (HC). Diferențe procentuale între carburatorul de serie (02342) cu benzină CO 98 și carburatorul de serie (02342) cu difuzor U și benzină CO 90

Tabelul 3

n	rot/min F kgf	5000	4500	4000	3500	3000	2500	2000
9	CO	93,68	92,06	96,53	99,21	99,28	98,64	97,02
	HC	51,16	43,93	64,02	50,67	57,85	52,63	33,83
7,5	CO	95,67	97,97	97,42	98,90	99,20	99,24	98,88
	HC	57,45	61,25	67,42	48,84	57,23	72,73	37,50
4,5	CO	96,79	97,51	96,87	97,27	99,06	98,30	90,35
	HC	59,15	55,22	53,27	43,30	59,24	53,53	18,44
1,5	CO	94,26	93,90	84,00	70,75	20,50	20,00	20
	HC	51,32	43,43	21,59	29,75	50,12	11,27	11
100%	CO	94,48	97,13	98,71	99,65	99,83	99,80	99,92
	HC	37,55	40.1	48.22	62,68	76,37	67,70	76,64

Reducerile procentuale de oxid de carbon (CO) și de hidrocarburi nearse (HC). Diferențe procentuale între carburatorul etalon 32 IRMA (0023) cu benzină CO 98 și carburatorul etalon 32 IRM (149015) cu difuzor U și benzină CO 90

Tabelul 4

n	rot/min F kgf	5000	4500	4000	3500	3000	2500	2000
7,5	CO	97,63	97,09	98,74	99,11	99,75	99,76	99,83
	HC	58,87	56,52	37,77	61,25	74,36	68,81	72,54
4,5	CO	97,19	97,27	96,47	97,60	98,81	97,28	96,68
	HC	59,89	58,62	44,24	56,04	51,60	37,10	51,69
1,5	CO	87,91	93,95	96,05	94,24	76,82	54,52	37,65
	HC	26,67	25,08	42,51	43,26	21,64	13,60	12,30
100%	CO	97,98	96,00	95,48	98,50	99,58	99,82	99,86
	HC	62,29	63,22	65,05	79,19	81,60	82,49	84,90

Reducerile procentuale de oxid de carbon (CO) și de hidrocarburi necesare (HC). Diferențe procentuale între carburatorul etalon 32 IRMA (0023) cu benzină CO 98 și carburatorul etalon 32 IRMA (0023) cu difuzor U și benzină CO 90

Tabelul 5

n	rot/min F kgf	5000	4500	4000	3500	3000	2500	2000
7,5	CO	90,66	91,03	88,88	71,27	39,44	56,15	89,38
	HC	42,6	25,73	54,66	37,32	39,39	43,33	52,78
4,5	CO	86,32	38,40	40,76	31,70	76,35	88,57	90
	HC	20,25	30,90	23,17	32,69	44,83	42,56	90
1,5	CO	89,02	47,61	69,22	73,47	71,37	63,25	92,50
	HC	24,03	40,70	41,14	39,16	38,64	32,40	53,50
100%	CO	98,54	98,56	98,76	99,52	99,95	99,79	99,11
	HC	53,75	53,76	59,17	76,96	80,79	77,13	41,05

Se observă următoarele reduceri :

— oxidul de carbon cu 20 ÷ 99,9% la carburatorul de serie, cu 37 ÷ 99,8% la etalonul 32 IRM și cu 31 ÷ 99,79% la etalonul 32 IRMA;

— hidrocarburile nearse cu 11 ÷ 76% la carburatorul de serie, cu 12 ÷ 84 la etalonul 32 IRM și cu 20 ÷ 90% la etalonul 32 IRMA.

Deci cu toate că prin aplicarea difuzorului **U** la carburatorul etalon 32 IRMA (0023) se obțin, așa cum s-a menționat, reduceri mai mici de consum de combustibil, această aplicare rămîne totuși interesantă sub aspectul reducerii poluării și cel al posibilității de utilizare a unei benzine cu cifră octanică inferioară.

Pentru a lămuri întrebarea dacă difuzorul **U** are efect și pe alte carburatoare de serie, s-a procedat la testarea a trei autoturisme (luate la întîmplare, dintre care două au aparținut ITB-ului), pe un stand cu rulouri. Rezultatele obținute sînt prezentate în tabelul 6, de unde se constată că în medie reducerile de combustibil depășesc în general un litru/100 km.

În cadrul încercărilor efectuate pe cale, la viteza de 80 km/h, s-au obținut consumurile :

— carburator de serie (02342) cu difuzor **U** și benzină CO 90 ..... 5,89 l/100 km ;

— carburator etalon 32 IRM cu difuzor **U** și benzină CO 90 ..... 5,8 l/100 km ;

— cu carburator etalon 32 IRMA, cu difuzor **U** și cu benzină CO 90 ..... 5,7 l/100 km.

A fost ales un traseu de 9 km în oraș, care a fost parcurs cu un autoturism Dacia 1300, echipat cu carburatorul de serie (02342) și alimentat cu benzină CO 98.

După aceea, același traseu a fost străbătut cu autoturismul avînd montat în carburatorul de serie (02342) difuzorul **U** și alimentare cu benzină CO 90. Pe cît a fost posibil s-a căutat să se reproducă la a doua parcurgere a traseului condițiile în care acesta a fost parcurs prima dată. Cu acest prilej s-a obținut o reducere de consum de peste 1,5 l/100 km.

Simulînd condițiile traficului urban, la o viteză medie de 40 km/h, pe un traseu de pe autostrada București — Pitești, chiar cu același autoturism cu care s-au efectuat încercările în orașul București, s-au obținut următoarele reduceri de consum de combustibil :

— față de carburatorul de serie (02342) ..... 1,2 l/100 km ;

— față de carburatorul etalon 32 IRM (149015) ..... 0,85 l/100 km ;

— față de carburatorul etalon 32 IRMA (0023) ..... 0,4 l/100 km.

Menționăm că în timpul tuturor acestor cercetări s-au urmărit cu atenție evoluțiile tuturor parametrilor ce caracterizează regimul termic al motorului. În acest mod s-a putut trage concluzia că prin utilizarea difuzorului **U**, regimul termic al motorului este fie echivalent, fie mai redus, decît în cazul nefolosirii acestui difuzor. Un astfel de difuzor poate face parte din inventarul anexelor autoturismului,

Rezultatele încercărilor efectuate pe standul cu rulouri

Autoturism Dacia — 1300, nr. 9—B—6290 (ITB)

Tabelul 6

Viteza km/h	Treapta de viteză	Consumul l/100 km		Reducerea l/100 km
		Fără difuzor U	Cu difuzor U	
50	3	8,9	7	1,9
60	4	7,5	6,4	1,1
70	4	7,7	6,3	1,4
80	4	7,6	6,4	1,2
Autoturism Dacia — 1300, nr. 2—B—7667 (ITB)				
50	3	8,7	7,5	1.2
60	4	7,4	6,4	1,0
70	4	6,8	6,0	0,8
80	4	7.35	6.35	1.0
Autoturism Dacia — 1300, nr. 9—B—4764 (INMT)				
60	4	6,7	5,7	1
70	4	6,8	5,8	1

el putînd fi amplasat sau scos din carburator — după dorință — chiar de către proprietarul sau șoferul mașinii.

Rezultatele prezentate pot fi evident îmbunătățite dacă legea de avans la declanșarea scînteii electrice ar fi corectată astfel :

— limitarea creșterii avansului la declanșarea scînteii electrice, ca urmare a creșterii depresiunii (tabelul 1) în dreptul prizei de a-

vans vacuumatic (tija dispozitivului de avans vacuumatic începe să fie acționată de către membrană de la depresiuni $\geqslant$ 75 mm col Hg) ;

— evitarea reducerii avansului la declanșarea scînteii electrice pe sarcini parțiale, reducere explicată în capitolul 1.

Efecte economice

În cele ce urmează, se va prezenta un calcul foarte modest, dar cu importante implicații economice :

— costul unui difuzor **U** se apreciază la una sută lei (preț de patru ori mai mare decît costul modelului experimental) ;

— considerăm că difuzorul **U** ar aduce o reducere de consum de combustibil, în mediul urban, de numai 0,5 l/100 km (mai puțin decît media constatată pe parcul experimentat) ;

— din întreg parcul de autoturisme Dacia — 1300 ar fi exploatate numai 4000 bucăți, cîte două ore pe zi, la viteza de 50 km/h ;

— rezultă că zilnic s-ar economisi 2000 l benzină, adică minimum 14 000 lei, iar în 360 de zile peste 5.000.000 lei ;

— față de această sumă investițiile de maximum 400.000 lei sînt neglijabile.

Rezultă că aplicarea acestui procedeu permite importante economii de combustibil sectorului socialist. Nu au fost estimate posibilitățile de reducere a consumului de carburanți la nivelul exploatării autoturismelor personale, regimul de funcționare al acestora avînd o curbă de sarcină distinctă și care permite, de asemenea, economii dependente de durata exploatării individuale a autoturismului.

Concluzii

1. Utilizarea difuzorului U conduce la realizarea unor importante economii de combustibil și la reducerea nivelului produșilor poluanți.

2. Limitarea puterii autoturismului Dacia-1300, printr-un procedeu atît de simplu, la circa 46 CP, permite utilizarea economică a acestui autoturism chiar și în mediul interurban (autoturismul poate circula la viteze de 110—115 km/h).

3. Trebuie avut în vedere că performanțele realizate cu difuzorul U au fost obținute cu o benzină de cifră octanică inferioară (CO 90) celei pentru care a fost proiectat motorul Dacia-1300.

4. Prin utilizarea difuzorului U, regimurile termice ale motorului sînt echivalente sau mai reduse, decît în cazul cînd nu este folosit și prin aceasta se justifică posibilitatea utilizării unei benzine CO 90.

5. În principiu, procedeul expus poate fi adaptat și altor tipuri de autoturisme.

6. Procedeul prezentat poate fi aplicat, cu rezultate foarte bune, la formarea amestecului combustibil de aer-metanol sau aer-benzină-metanol.

7. Corectarea legii de avans la declanșarea scînteii electrice va îmbunătăți, în continuare, rezultatele obținute.

8. Utilizarea difuzorului U este interesantă și la autoturismele Dacia-1300 al căror motor este dotat cu carburator 32 IRMA.

9. Difuzorul U nu reclamă nici o modificare constructivă a carburatorului.

10. Difuzorul U poate fi executat prin diverse metode, cea mai avantajoasă fiind turnarea de precizie.

BIBLIOGRAFIE

[1] *Aramă, C., Apostolescu, N., Grünwald, B.:* Poluarea aerului de către motoarele cu ardere internă. București, Editura Tehnică, 1975, p. 107.

[2] * * *: Brevet, România, nr. 65748/28.06.77.

[3] *Stoica, N., Boșnegeanu, St.:* L'effet complexe d'un dispositiv mélangeur supplémentaire logé dans le carburateur, sur les performances et les émissions allumage par étincelle. In: „Rev. Roum. Sci Techn. — Electrotechn. et Energ.", 23, 1, p. 175—179, Bucarest, 1978, p. 176.

Revista „CONSTRUCȚIA DE MAȘINI", organ al Ministerului Industriei Construcțiilor de Mașini din Republica Socialistă România. Redacția la: Oficiul de informare documentară pentru industria construcțiilor de mașini, cu sediul în București, Calea Victoriei 114 sector I, telefon 50.31.30; sau 59.71.35. Instituțiile pot achita abonamentele în contul de virament ICPTCM, 30.15.5.16.70.02.06 BI. SMB. sau prin mandat poștal la ICPTCM, șos. Olteniței nr. 105, București, sector 4, pentru revista „Construcția de mașini". Tarif pentru instituții și întreprinderi: 150 lei anual, pentru muncitori, tehnicieni și ingineri: 70 lei anual. Costul unui exemplar: 8 lei.

Tiparul: Întreprinderea poligrafică „Ploiești", str. Vasile Lupu, nr. 45.

41.042

GRÜNDUNGSJAHR 1904

Staatsunternehmen

Vulcan Werke

București ROMANIA

KRAFTWERKSAUSRÜSTUNGEN

— Kraftwerks — und Industriedampfkessel mit Leistungen von 10 bis 1035 t/h.

— Warm — und Heisswasserkessel für städtische Fernheizungssysteme mit Leistungen von 10 bis 100 Gcal/h.

— Kessel mit speziellem Anwendungsgebiet: Abhitzekessel für Hüttenöfen, für die chemische Industrie, usw.

— Kraftwerksanlagenteile: Heisswasserbereiter, Filter, CO_2 — Entgaser, Behälter — in einer reichen Auswahl an Typen und Abmessungen.

ERDÖLFÖRDERUNGSAUSRÜSTUNGEN

— Pumpeneinheiten mit Förderleistungen von 3 bis 15 t, nach rumänischen Normen.

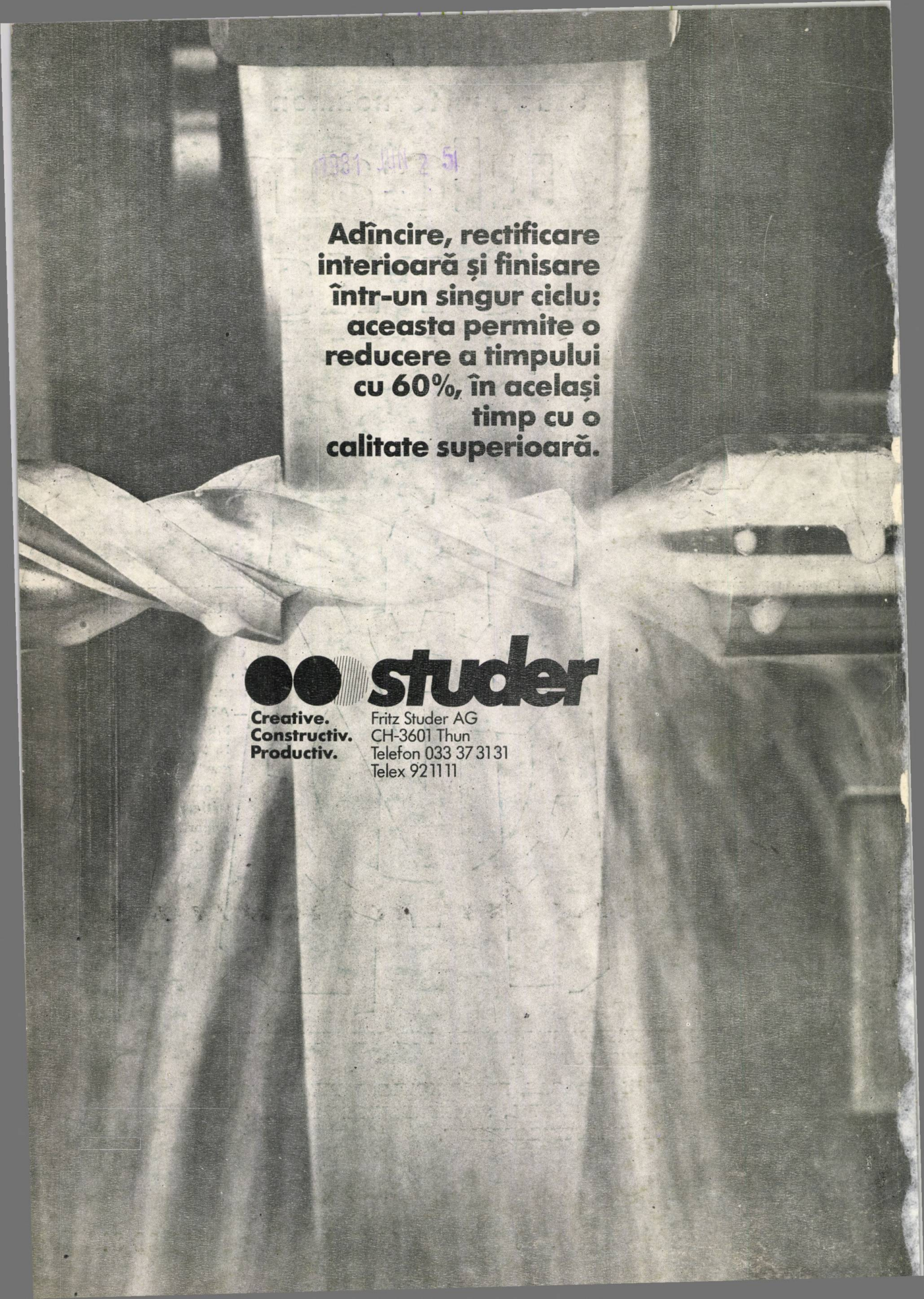
— API — Pumpeneinheiten mit Förderleistungen von 3 bis 15 t, Ausführungstypen mit gewöhnlicher (klassischer) Geometrie oder mit vorderseitiger Geometrie.

Exportbeziehungen mit 28 Ländern in 5 Erdteilen.

KONSTRUKTIONSVARIANTEN FÜR VERSCHIEDENE FEUERUNGSSYSTEME:

SCHWEROL, ERDGAS, BRAUNKOHLE, BITUMENHALTIGE SCHIEFER, SÄGEMEHL, SONNENBLUMENSCHOTEN UND ANDERE INDUSTRIEABFÄLLE.

str. Sebastian nr. 88 Telex 11-127 Phone 31 00 81


Adîncire, rectificare interioară și finisare într-un singur ciclu: aceasta permite o reducere a timpului cu 60%, în același timp cu o calitate superioară.
studer
Creative.
Constructiv.
Productiv.
Fritz Studer AG
CH-3601 Thun
Telefon 033 37 31 31
Telex 921111